

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Ivan Vlah

Zagreb, 2011.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Doc. dr. sc. Milan Kostelac, dipl. ing.

Student:

Ivan Vlah

.

Zagreb, 2011.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem mentoru Doc. dr. sc. Milanu Kostelcu na pruženoj stručnoj pomoći i savjetima pri izradi ovog diplomskog rada.

Također, zahvaljujem svojim roditeljima, rodbini i prijateljima koji su mi pružili pomoć i podršku tijekom studiranja i izrade ovog diplomskog rada.

Ivan Vlah

Tekst zadatka

Sadržaj

1. Uvod	1
2. Temeljni pojmovi o kočenju	3
2.1. Suština kočenja	3
2.2. Kočna snaga	4
2.3. Vrste i podjela željezničkih kočnica	7
3. Disk kočnica	10
3.1. Princip djelovanja disk kočnice i ograničenje kočne sile	10
3.2. Osnovni dijelovi disk kočnice i nastajanje sile kočenja	14
3.2.1. Uređaji za prijenos sile kod disk kočnice	15
3.2.2. Tarni dijelovi disk kočnice	17
3.2.2.2 Kočne čeljusti	25
3.2.2.3. Kočni ulošci	26
3.3. Osnovne prednosti i nedostaci disk kočnica	29
3.4. Dimenzioniranje disk kočnice	30
4. Termički proračun disk kočnice zadanih dimenzija	33
4.1. Uvod u problem	33
4.2. Kontrolni proračun disk kočnice pri kratkotrajnom kočenju	34
4.2.1 Kinetička energija željezničkog vozila (vagona)	34
4.2.2. Specifični toplinski tok	34
4.2.3. Maksimalna temperatura na tarnoj površini kočnog diska	35
4.3. Kontrolni proračun disk kočnice pri dugotrajnom kočenju	39
4.3.1. Određivanje vrijednosti koeficijenta prijelaza topline zraka	42
4.3.3. Određivanje površina kočnog diska sa kojih se toplina konvekcijom predaje okolnom zraku	54
4.3.4. Maksimalna temperatura tarne površine diska	57
4.3.5. Količina topline koja se konvekcijom preda okolnom zraku	58
4.3.6. Toplinska bilanca kočnog diska	62
4.3.7. Kontrolni proračun steznog spoja disk (glavčina) - osovina	63
5. Zaključak	67
Literatura	68

Popis slika

Slika 1. Podjela željezničkih kočnica prema načinu djelovanja	7
Slika 2. Podjela željezničkih kočnica prema sredstvu koje koči	7
Slika 3. Podjela željezničkih kočnica prema načinu upravljanja.....	7
Slika 4. Sile na kolni slog željezničkog vozila kod kočenja disk kočnicom	10
Slika 5. Dijagram koeficijenta trenja φ za disk-kočnicu i za kočnicu na kotače	12
Slika 6. Dijagrami kočni moment – brzina za disk kočnicu i za kočnicu na kotače u odnosu na moment adhezije	13
Slika 7. Osnovni dijelovi disk kočnice	14
Slika 8. Kočni cilindar	15
Slika 9. Kočno polužje disk kočnice okretnog postolja.....	16
Slika 10. Jedan kočni disk sa kočnim cilindrom po osovini.....	17
Slika 11. Dva kočna diska po osovini sa jednim zajedničkim cilindrom.....	18
Slika 12. Dva kočna diska po osovini svaki sa zasebnim kočnim cilindrom	18
Slika 13. Kočni diskovi ugrađeni na tijelo kotača sa zajedničkim kočnim cilindrom.....	18
Slika 14. Kočni diskovi ugrađeni na tijelo kotača svaki sa zasebnim kočnim cilindrom	19
Slika 15. Kočni disk na kotaču	19
Slika 16. Radijalni kočni disk.....	20
Slika 17. Tangencijalni kočni disk	21
Slika 18. Radijalno - tangencijalni (prijelazni) kočni disk	21
Slika 19. Raspodjela topline na radijalnom disku promjera Ø640 x 110 mm.....	22
Slika 20. Radijalni kočni disk Ø610	23
Slika 21. Čeljusna kočnica na disk s cilindrom.....	25
Slika 22. Kočne papuče disk kočnice (nosač + uložak)	26
Slika 23. Oblici kočnih uložaka.....	26
Slika 24. Specifična potrošnja uloška u ovisnosti o temperaturi	28
Slika 25. Dijagrami gubitaka snage zbog otpora različitih izvedbi diskova u vožnji	30
Slika 26. Dijagram zaustavljanja vozila	35
Slika 27. Dijagram zaustavljanja vozila	40
Slika 28. Presjek ventilatorskog kola kočnog diska	44
Slika 29. Kotač	44

Slika 30. Međulopatični kanal	45
Slika 31. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa unutrašnje, orebrene strane	48
Slika 32. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa vanjske, tarne strane	49
Slika 33. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa vanjske, čeone strane	51
Slika 34. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa unutrašnje, čeone strane	52
Slika 35. Kočni disk sa označenom unutarnjom orebrenom površinom S_u i koeficijentom prijelaza topline α_u	54
Slika 36. Kočni disk sa označenom vanjskom taranom površinom S_s i koeficijentom prijelaza topline α_s	55
Slika 37. Kočni disk sa označenom vanjskom čeonom površinom $S_{s,c}$ i koeficijentom prijelaza topline $\alpha_{s,c}$	56
Slika 38. Kočni disk sa označenom vanjskom čeonom površinom $S_{s,c}$ i koeficijentom prijelaza topline $\alpha_{u,c}$	56
Slika 39. Određivanje polovine volumena kočnog diska u kojem se vrši akumulacija topline	57
Slika 40. Provođenje topline kroz debljinu kočne plohe	58
Slika 41. Količina topline koja se predaje sa tarne strane kočnog diska	60
Slika 42. Količina topline koja se predaje sa vanjske čeone površine kočnog diska	60
Slika 43. Količina topline koja se predaje sa unutrašnje čeone strane kočnog diska	61
Slika 44. Glavčina kočnog diska izmodelirana u programu Catia V5R18	63
Slika 45. Sile u steznom spoju glavčina diska - osovina	65

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

- IV-DR-2011-001 - Osovinski kolni slog
IV-DR-2011-002 - Osovinski kolni slog s ugrađenim ležajem

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
m	kg	Masa
v	m/s	Brzina
I_i	kg / m^2	Dinamički moment inercije
ω_i	rad/s	Kutna brzina rotirajućeg dijela
r	m	Udaljenost težišta djelića mase dm od središta
E_k	J	Kinetička energija
F_k	N	Sila kočenja
J_K	J	Kočni rad
S_z	m	Zaustavni put
ρ_r	-	Faktor utjecaja rotacijskih masa
W	N	Ukupni otpor kretanju
T	s	Vrijeme
Q	J	Toplina
b_{sr}	m/s^2	Srednje usporenje
F_p	N	Sila kočne čeljusti
φ	-	Koeficijent trenja između uložaka (umetaka) na čeljusti i diska
F_g	N	Gravitacijska sila na kočnom kotaču (težina)
μ	-	Koeficijent odupiranja (adhezije)
p	N/mm^2	Jedinični tlak na kočni uložak
D	mm	Promjer diska
D_T	mm	Promjer zamišljenog kruga kotrljanja kotača
v_{tr}	m/s	Translatorna brzina vozila
E_{fpd}	J	Kinetička energija koju treba savladati (uništiti) sila trenja na jednoj tarnoj površini kočnog diska
d_{1r}	mm	Unutrašnji promjer ventilirajućeg kanala
n_r	-	Broj radijalnih rebara
b	mm	Debljina rebara
B_{ukupno}	mm	Ukupna debljina kočnog diska
D_{gv}	mm	Vanjski promjer glavčine
r_k	mm	Kočni radijus
b_u	mm	Širina kočnog uložka
S	mm^2	Tarna površina
T_{zk}	s	Vrijeme kratotrajnog kočenja

q	$\text{J/s} \cdot \text{mm}^2$	Specifični toplinski tok
c	$\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Specifični toplinski kapacitet krutine
ρ	kg/m^3	Gustoća krutine
Φ_v	-	Toplinski izvor ili ponor
a	m^2/s	Koeficijent toplinske difuzivnosti
Θ	$^\circ\text{C}$	Temperaturna razlika u odnosu na okolinu
T	$^\circ\text{C}$	Vrijeme (trenutak) mjerenja temperature
τ	s	Vrijeme dovođenja topline
x	mm	Rastojanje, ili udaljenost od površine trenja
K	-	Faktor koji uzima u obzir raspodjelu topline na kočni disk i na kočni umetak
c_d	$\text{J/kg} \cdot \text{K}$	Specifični toplinski kapacitet materijala kočnog diska
c_u	$\text{J/kg} \cdot \text{K}$	specifični toplinski kapacitet materijala uloška
ρ_d	kg/m^3	gustoća materijala kočnog diska
ρ_u	kg/m^3	gustoća materijala kočnog uloška
	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$	koeficijenti kondukcije materijala kočnog diska
λ_u	$\text{W/m}^2 \cdot \text{K}$	koeficijenti kondukcije materijala kočnog uloška
Θ_{\max}	K	maksimalna temperaturna razlika u odnosu na okolinu
F_0	-	Fourierov broj
L_{cd}	mm	debljina kočne plohe
E_{k1}	J	Prirast kinetičke energije prvoj polovici zaustavnog vremena
E_{k2}	J	Prirast kinetičke energije drugoj polovici zaustavnog vremena
t_{\max}	s	Stvarna maksimalna temperatura tarne površine
t_o	s	Temperatura okoliša P_d
P_d	W	Kočna snaga
u		veličina nagiba
w	N/t	pretpostavljeni jedinični vozni otpor
ε	-	faktor neujednačenosti kočenja
z_1	-	broj osovina
z_2	-	broj diskova po osovini

P_{fpd}	W	Snaga kočenja po jednoj tarnoj površini disk
v_{trd}	m/s	Translatorna brzina vozila kod dugotrajnog kočenja
T_{zd}	s	Vrijeme dugotrajnog kočenja
W_{tk}	J	Rad koji se izvrši na jednoj tarnoj površini:
Q_{ul}	J	Količina topline koja se akumulira u kočnoj plohi diska jedinici vremena
V	m ³	volumen kočnog disk u kojem se vrši akumulacija topline
α	W/m ² · K	koeficijent prijelaza topline
S_k	m ²	ukupna površina s koje se toplina odvede konvekcijom
Nu	-	Nusseltova značajka
Re	-	Reynoldsova značajka
Pr	-	Prandtlova značajka

KRATICE

UIC	- Union internationale des Chemins de fer
SL	- sivi lijev
ČL	- čelični lijev
Cr	- krom
Mo	- molibden

SAŽETAK

Tema ovog uratka je opis rada diskovne kočnice putničkog vagona, proračun kočnice pri svim režimima kočenja s obzirom na zadane dimenzije diska i parametre vozila, provjera steznog spoja glavčina diska - osovina te opis i razrada osovinskog kolnog sloga. U uvodu rada obrađeni su temeljni pojmovi o kočenju i zaustavljanu vlakova. Navedena je podjela i vrste željezničkih kočnica kod željezničkih vozila. Nadalje je dan tehnički opis rada disk kočnice, fizikalne osnove kočenja i stvaranje kočne sile, osnovni dijelovi i materijali pojedinih dijelova disk kočnice, smještaj disk kočnice i podjela diskova prema načinu hlađenja. Slijedi način dimenzioniranja disk kočnice, odnosno dan je primjer analitičkog termičkog proračuna disk kočnice prema prof. H. R. Ehlersu pri svima režimima kočenja (krakotrajno i dugotrajno) te provjera steznog spoja glavčina diska-osevina. Na kraju rada dan je opis i sklopni tehnički crteži osovinskog kolnog sklopa s ležajem i bez njega.

1. Uvod

Pokrenuti željezničko vozilo je važno, ali je puno važnije zaustaviti ga. Kao što se željezničko vozilo ne može zamisliti bez pogonskog (vučnog) stroja tako se ne može zamisliti ni bez uređaja koji omogućavaju prekid kretanja, odnosno zaustavljanje vozila. Takvi uređaji se nazivaju kočnice. Pod kočnicom podrazumijevamo jedan sistem sklopova i uređaja organizirano povezanih u jednu cjelinu čijim se upravljanjem ostvaruje kočenje. Pored zaustavljanja, kočnice imaju i druge zadatke, a prije svega udešavanje brzine kretanja u skladu s voznim redom, uvjetima prometa i drugim okolnostima te osiguranje vozila na mjestu od samopokretanja. Iz ovoga se vidi da je kočnica neophodan i vrlo važan sklop na svakom vozilu te ima prvorazredno značenje za sigurnost odvijanja željezničkog prometa.

Od konjske vuče, parnoga pogona pa sve do današnjih snažnih uređaja na vučnim vozilima proteklo je razdoblje tehničkog razvoja sredstava za što brže kretanje željezničkih vozila. Istodobno s tim tekao je razvoj uređaja za smanjivanje njihove brzine ili kočnica. Do danas stvorene su kočnice mnogih vrsta i tipova. Zahvaljujući tomu u današnje vrijeme samo jedan čovjek – strojovođa i najteže vlakove zaustavlja ili usporava i iz vrlo velikih brzina, i to ondje gdje on hoće. Štoviše, kada je to potrebno, vozila mogu zaustaviti i sami kočni uređaji bez čovjekova rukovanja njima.

O kočnicama i kočenju se počelo razmišljati od trenutka kada je Stephenson konstruirao prvu lokomotivu 1829. godine. Razvoj kočnica odgovarao je duhu vremena i općem tehničkom razvoju. U prvom razvoju željezničkih vozila koristile su se mehaničke ručne kočnice jer su teškoće s kočenjem vozila bile male. No, nakon sve većeg povećanja mase vlakova i njihove vozne brzine, ručno kočenje sve je manje odgovaralo voznim potrebama i sigurnosnim uvjetima.

U razvoju kočnica velik pothvat bio je napravljen 1875. godine kada je George Westinghouse izumio zračnu kočnicu. Izvor kočne sile je komprimirani zrak proizveden kompresorom koji se nalazi na vozilu sa kojeg se upravljalo kočenjem na taj način, što je zrak pod pritiskom upušan u zračni vod duž kompozicije, a iz njega direktno u kočne cilindre. To je bila produžna i direktna kočnica jer je cjelokupnu kompoziciju bilo moguće zakočiti iz jednog mjesta i jer je stlačeni zrak u kočne cilindre puštan izravno. Takve kočnice voznim potrebama i sigurnosnim uvjetima udovoljavale su neko vrijeme. No, problem je bio u tome što kod raskinuća vlaka njegovi dijelovi (vagoni) nisu ostajali zakočeni. Taj problem riješen je tek poslije izradbom neizravnih indirektnih

automatskih kočnica. Zračne kočnice bile su poboljšavane, pa one i u današnje vrijeme, unatoč razvoju kočnica drugih vrsta jesu osnova za kočenje vlakova i najsigurnija vrsta kočnica u željezničkom prometu.

S obzirom da se željeznički promet odvija na prostoru mnogih zemalja, a da je kočnica vjerojatno najvažniji sklop u pogledu sigurnosti prometa i da postoji više tipova kočnica, Međunarodna željeznička unija (UIC) propisala je jedinstvene uvjete za izradu i ugradnju kočnih uređaja za željeznička vozila u međunarodnom prometu.

2. Temeljni pojmovi o kočenju

2.1. Suština kočenja

Suština kočenja današnjih željezničkih vozila sastoji se u tome da se kinetička energija vozila posredstvom kočnice pretvara u neki drugi oblik energije, npr. kod tarnih kočnica u rad sile trenja odnosno toplinu.

Vlak ili vozilo koje se giba ima energiju gibanja ili kinetičku energiju:

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} + \sum_{i=1}^n \frac{I_i \cdot \omega_i}{2}$$

n - broj rotirajućih dijela

I_i - moment inercije rotirajućeg dijela vozila čija je rotacija povezana s gibanjem vozila

ω_i - kutna brzina rotirajućeg dijela

$$I = \int r^2 \cdot dm$$

r - udaljenost težišta dijela mase dm od središta.

Izraz za kinetičku energiju često se piše u pojednostavljenom obliku:

$$E_k = m \cdot (1 + \rho) \cdot \frac{v^2}{2}$$

ρ_r - faktor utjecaja rotacijskih masa

Za određeno vozilo ili vlak mase (m) koje se kreće brzinom (v) i zaustavlja kočenjem, silom (F_k) na zaustavnom putu (S_z) uz otpor (W), kinetička energija (E_k) toga vozila može se izjednačiti s radom koji se ostvari kočenjem. To se može napisati:

$$m \cdot (1 + \rho) \cdot \frac{v^2}{2} = \int (F_k + W) \cdot ds$$

$$J_k = \int (F_k + W) \cdot ds$$

Ako se F_k i W ne mijenjaju tijekom kočenja, tada je:

$$m \cdot (1 + \rho) \cdot \frac{v^2}{2} = S_z \cdot F_k + S_z \cdot W$$

m - masa vozila (vlaka)

v - brzina vozila (vlaka)

F_k - kočna sila

S_z - zaustavni put

W - ukupni otpor kretanju

J_k - kočni rad

2.2. Kočna snaga

Da bi vozilo koje se kreće moglo biti zaustavljeno, potrebna je snaga. Snaga je rad obavljen vremenskoj jedinici:

$$P = \frac{dE_k}{dT} [W]$$

E_k - kinetička energija [J]

T - vrijeme [s]

Uzmimo za primjer tarne kočnice. Pri zaustavljanju vozila tarne kočnice energiju gibanja tj. kinetičku energiju (E_k) trenjem pretvaraju u toplinu (Q). Toplina je adekvatna radu, pa ona u jedinici vremena znači snagu. Vidljivo je to da je i kočnice, kao i vučne pogonske strojeve, potrebno proračunati s obzirom na njihovu namjenu. To znači da snaga kočenja mora biti određena:

- prema masi vozila
- prema najvećoj brzini kojom će vozilo voziti (v)
- prema vrsti pruga (nizinska ili brdska)
- prema najkraćem zaustavnom putu S_z
- prema posebnim zahtjevima kočenja

odnosno, vučna i vučena vozila u vlaku trebaju kočnice čija je snaga u skladu s namjenom tih vozila.

Za određeno vozilo potrebno je odrediti snagu kočnice ili pak svih kočnica ako je riječ o više kočnica koje to vozilo prema najtežim voznim uvjetima usporavaju, odnosno zaustavljaju. To znači da je za prugu po kojoj će vozilo voziti potrebno proračunati snagu:

- za uzastopna kočenja radi zaustavljanja

- za dugotrajna kočenja na pružnim nagibima

Tomu za koji je od tih dvaju uvjeta potrebna veća snaga valja podrediti mjerila za dimenzioniranje kočnih uređaja.

Duljina zaustavnog puta kočenjem, a time i njegovo trajanje izravno ovisi o kvadratu brzine i o usporavanju koje stvara kočnica što se vidi iz formule:

$$S_z = \left(\frac{v}{3.6} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot b_{sr}} [m]$$

S_z - zaustavni put kočenjem [m]

v - brzina iz koje se koči [km/h]

b_{sr} - srednje usporenje [m/s^2]

Zaustavni put S_z jest udaljenost u metrima koju zakočeno vozilo ili vlak prijeđe od trenutka stavljanja kočnica u djelovanje do trenutka potpunog zaustavljanja. Duljina zaustavnog puta u željezničkom prometu ograničena je i propisana.

U voznom redu za svaku prugu navedena je duljina zaustavnog puta za koji je propisana vozna brzina. Dakle, za svaku prugu određeni su razmaci između dvaju signalnih stupova (pokaznika) između kojih se vlak mora zaustaviti. Razmaci između tih stupova propisani su i ovise o namjeni pruge i njezinu značaju, o tehničkoj osposobljenosti te o mogućnosti vuče željezničkih vozila predviđenih za promet tom prugom i njihova kočenja. Postoje propisani, dakle standardizirani zaustavni putovi. Na Hrvatskim željeznicama propisane su duljine zaustavnih putova, i to:

- 1500 metara na međunarodnim smjerovima
- 1000 metara na glavnim unutarnjim smjerovima
- 700 metara na drugim prugama
- 400 metara za zaustavljanje pružnih vozila

U skladu s tako određenim duljinama zaustavnih putova, a u odnosu na snagu kočnica pojedinih vozila, kod izradbe voznog reda određuje se najveća vozna brzina vlakova.

Ako vlak biva promatran kao tijelo, tada je vidljivo to da se on ponaša u skladu s fizikalnim zakonom tromosti. Da bi vlak iz stanja kretanja bio doveden u stanje mirovanja, potrebna je sila. Bez djelovanja sila suprotnih kretanju vlak bi se kretao beskonačno. U stvarnosti postoje otpori kretanju koji vlaku smanjuju brzinu kretanja do

zaustavljanja. Zaustavni put vlaka koji bi se zaustavio bez kočenja, dakle samo zbog otpora između kotača i tračnica, unutarnjeg otpora vozila (ležajevi), zračnog otpora te otpora pruge u usponu i pruge u zavoju, bio bi vrlo dug.

Za zadani zaustavni put, tj. razmak između signala (pokaznika), kočnica mora imati takvu snagu da uz usporavanje koje ta snaga omogućava, brzinu kretanja smanji ništicu. Iz formule za zaustavni put:

$$S_z = \frac{m \cdot v^2}{2 \cdot (F_k + W)} (1 + \rho)$$

S_z - ukupni zaustavni put [m]

m - masa vozila [t]

v - brzina vozila [m/s]

F_k - kočna sila [N]

ρ - utjecaj rotirajućih masa

W - vozni otpor [N]

vidljivo je to da je za kraći zaustavni put uz istu brzinu potrebno ili smanjiti masu ili povećati kočnu silu.

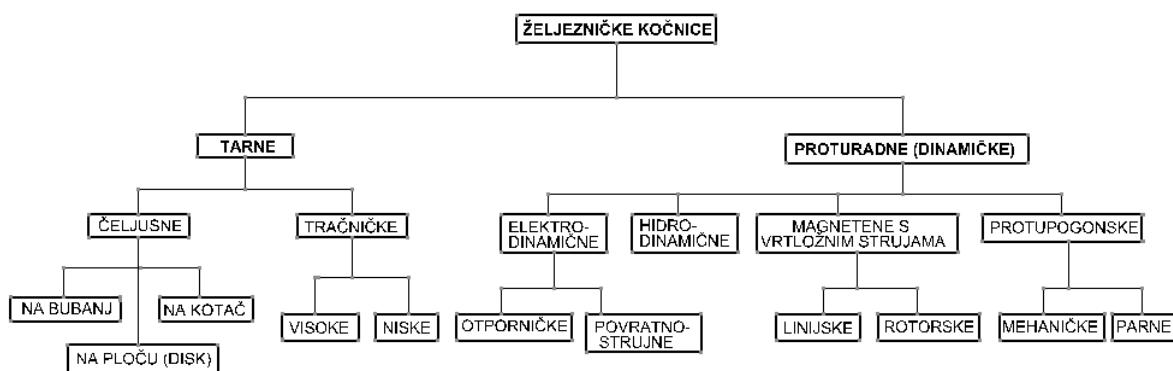
Snaga kočnice uglavnom je ograničena temperaturom tarnih dijelova. Temperatura nekog djela to je viša što je količina topline u jedinici vremena (toplinski tok ili fluks) prijeđe tijelo veća i što je njegova masa manja. Ako je dakle zaustavni put dulji, tada je dulje i vrijeme u kojemu se kinetička energija vozila trenjem pretvara u toplinu. To znači da je kočna snaga da se vozilo zaustavi na duljem putu manja i suprotno ako masu vlaka želimo zaustaviti na kraćem putu i u kraćem vremenu moramo imati veću snagu kočnica.

Dijelovi kočnice imaju mehaničku i toplinsku granicu do koje smiju biti opterećeni. Najnapregnutije dijelove potrebno je proračunati na temelju snage što se zahtijeva za njih. Prema dimenzijama tih dijelova određuju se drugi kočni uređaji i prostor za njih. Ako se ne postupi tako, poslije nastanu nerješive teškoće i veliki nepotrebni troškovi.

2.3. Vrste i podjela željezničkih kočnica

Prateći razvoj kočne opreme i kočnica od nastanka prvih konstrukcija do danas, uočava se da su neki oblici kočnica odmah zaboravljeni jer nisu našli širu primjenu u željezničkom prometu. Kočnice koje su se koristile u prošlosti su u osnovi poslije niza usavršavanja i danas ostale u željezničkom prometu ili su pak poslužile kao osnova za neka kasnija rješenja koja i danas egzistiraju. U literaturi, autori kočnice dijele na razne načine. Jedan od mogućih podjela je po načinu djelovanja, sredstvu koje koči te prema načinu upravljanja.

Podjela željezničkih kočnica prema načinu djelovanja prikazana je shemom na slici 1



Slika 1. Podjela željezničkih kočnica prema načinu djelovanja

Podjela željezničkih kočnica prema sredstvu koje koči prikazana je shemom na slici 2.



Slika 2. Podjela željezničkih kočnica prema sredstvu koje koči

Podjela željezničkih kočnica prema načinu upravljanja je shemom na slici 3.



Slika 3. Podjela željezničkih kočnica prema načinu upravljanja

Kod svakog od načina kočenja, tj. usporavanja kretanja vozila, to usporavanje ostvaruje se tako što kočeno vozilo gura tračnice u smjeru kretanja. To guranje tračnica ili odupiranje vozila preko kotača ili preko magneta o tračnice jest temelj kočenja.

Cjelokupnu problematiku zaustavljanja vozila uglavnom je moguće svesti na odnos između kotača i tračnice, i to zato što je temeljno kočenje vlakova putem trenja.

Osnovne (temeljne) kočnice jednog željezničkog vozila su tarne čeljusne kočnice. Dinamičke (proturadne) su samo dopunske (pomoćne) kočnice vozila.

Tarne kočnice su kočnice koje kočnu silu F_k ostvaruju pomoću trenja. Mjesta na kojima se pri kočenju ostvaruje trenje jesu:

- na obodu kotača
- na bubnju
- na diskovima (pločama) ugrađenim na kotač ili osovinu
- na tračnici (trenje djela obješenog na vozilo po tračnici)

Kočnice koje kočnu silu ostvaruju na obodu kotača, na disku (kočnoj ploči) i na bubnju nazivaju se čeljusne kočnice zato što sila iz kočnih cilindara na tarne površine biva prenošena preko kočnih čeljusti odnosno djela polužja. Tako se i u proračunima kočnica sila računa na čeljust jednog kotača, jednog diska ili jednog bubnja. Zbog toga što djeluju na osovinu vozila čeljusne kočnice nazivaju se i osovinskim kočnicama.

Kako su tema ovog rada diskovne (pločaste kočnice), odnosno njihov proračun najviše pažnje i vremena posvećeno je upravo njima.

U današnje vrijeme temeljno sredstvo za prijenos sile (za stvaranje kočne sile) je zrak odnosno zračno kočenje. Zračno kočenje moguće je ostvariti:

- iskorištavanjem razrijeđenog zraka (vakuum)
- iskorištavanjem stlačenog zraka

Kočenje razrijeđenim zrakom rabi se vrlo rijetko u svijetu. Koristi se još u nekim zemljama kod vlakova koji voze malom brzinom i kod vlakova koji voze po uskom kolosijeku.

Kočenje stlačenim zrakom je tehnika za usporavanje i zaustavljanje vlakova kod svih željeznica UIC-ovih članica, pa tako i na Hrvatskim željeznicama.

Prema načinu djelovanja zračno kočenje može biti:

- izravno (direktno)
- posredno (indirektno)
- elektrozračno

Kod izravnog kočenja se stlačeni zrak iz spremnika neposredno pušta u kočne cilindre stvarajući tako silu na kočne čeljusti kotača ili na kočne diskova vozila.

Kod posrednog (indirektnog) svako vozilo u vlaku može biti kočeno stlačenim zrakom samostalno iz svog spremnika. To je važno pri raskinuču vlaka. U današnje vrijeme vlakovi se iz sigurnosnih razloga koče zračno posrednim djelovanjem. Zbog samostalnog djelovanja pri raskinuču vlaka ili kod kojeg drugog uzroka gubitku zraka, posredno kočenje vlakova naziva se i samostalno ili automatsko kočenje.

Prema načinu upravljanja zračno kočenje može biti: postupno, puno, brzo, kočenje u opasnosti te prisilno.

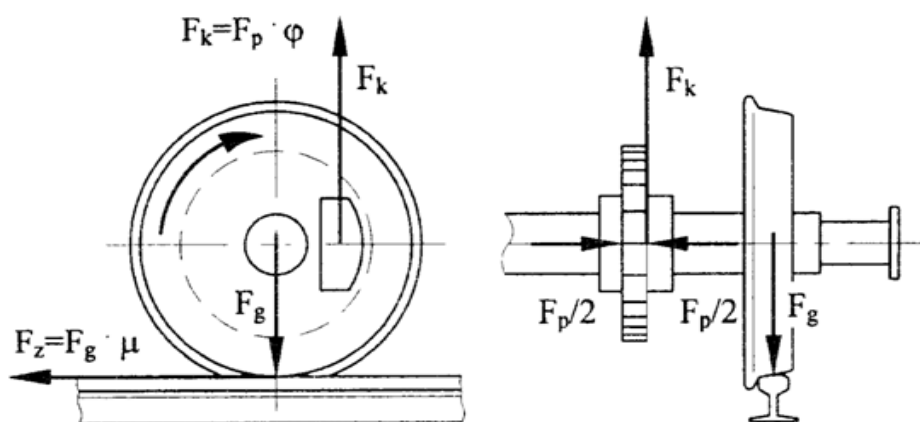
3. Disk kočnica

Disk kočnica prvi put je upotrijebljena 1926. godine na osnovu patenta njemačkog inženjera Kindlera na berlinskom tramvaju. Suradnjom konstruktora tehnologa i proizvođača disk kočnica je tokom niza godina usavršena i dovedena do stanja u kome se sa visokom pouzdanošću i efikasnošću može primjenjivati na željezničkim vozilima.

U današnje vrijeme disk kočnice ugrađuju se na putnička kola i motorne vlakove za veće brzine jer imaju mnoge prednosti u odnosu na druge tarne kočnice. Međunarodna željeznička unija (UIC) verificirala je ovu kočnicu kao osnovnu kočnicu željezničkih vozila za brzine do 200 km/h. Komisije UIC-ea sada rade na utvrđivanju svih problema kočenja vlakova pri kretanju brzinom od 200 km/h do 300km/h. Smatra se da će disk kočnica i u sferi tih brzina ostati osnovna kočnica uz kombinaciju pomoćnih kočnica – magnetne i elektromagnetne kočnice.

3.1. Princip djelovanja disk kočnice i ograničenje kočne sile

Kod čeljusnih disk kočnica sila kočenja (sila trenja) se stvara između diskova čvrsto učvršćenih na osovinu kolnog sloga i obloga (uložaka) na čeljusti; za razliku od čeljusnih kočnica na kotač gdje sila kočenja djeluje na sam kotač ili obruč kotača i time ga troši. Na slici 4. prikazane su sile koje djeluju na kolni slog željezničkog vozila prilikom kočenja, kada se kočenje realizira djelovanjem čeljusti na disk.



Slika 4. Sile na kolni slog željezničkog vozila kod kočenja disk kočnicom

Na disk za vrijeme kočenja djeluje sila čeljusti. Pritiskivanjem čeljusti silom F_p stvara se kočna sila (sila trenja) na disku:

$$F_k = F_p \cdot \varphi$$

φ - koeficijent trenja između uložaka (umetaka) na čeljusti i diska

F_p - sila kočnih čeljusti

Djelovanje sile na disk uz primjereni kočni uložak izaziva trenje koje sprečava provlačenje (vrtnju) diska. Sprječavanje okretanja kotača ima svoj oslonac u trenju između kotača i tračnice. To znači da je trenje između kotača i tračnice glavni oslonac zaustavljanju, odnosno stvorenoj sili kočenja F_k suprotstavlja se sila odupiranja tračnici (sila adhezije između kotača i tračnica):

$$F_z = F_g \cdot \mu$$

F_g - gravitacijska sila na kočnom kotaču (težina)

μ - koeficijent odupiranja (adhezije)

Budući da se pod kočenjem podrazumijeva sprječavanje okretanja kotača po tračnicama do granice klizanja, odnosno da se kotači kotrljaju po tračnicama za vrijeme kočenja, neophodno je zadovoljiti uvjet:

$$F_p \cdot \varphi \leq F_g \cdot \mu$$

odnosno da sila kočenja F_k bude manja od sile odupiranja tračnici (adhezijske sile) ili jednaka njoj. Poraste li sila čeljusti toliko da sila kočenja postane veća od sile odupiranja, blokiraju se kotači. Oni se više ne mogu kotrljati već klize po tračnicama, posljedica toga je povećanje zaustavnog puta. Osim toga blokirani kotači se pri klizanju po tračnicama troše na mjestu dodira zbog čega nastaje plosnato mjesto na obodu kotača. To plosnato mjesto uzrokuje lupanje pri ponovnom kotrljanju kotača, što stvara dodatno dinamičko opterećenje za ležajeve kolnih slogova i tračnica a neugodno je i za putnike.

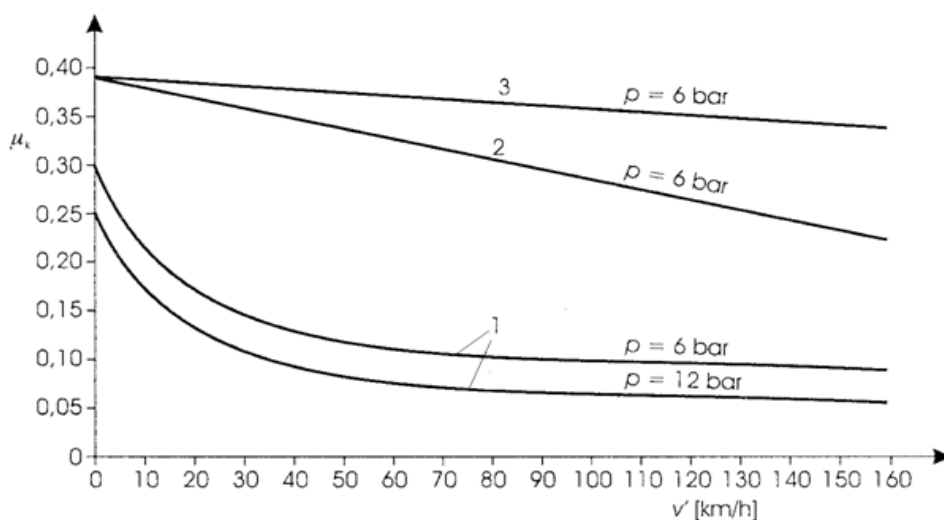
Iz ovoga proizlazi da sila čeljusti ne može biti po volji visoka za određenu težinu na kotač F_g . Dakle, veličina sile koja omogućava zaustavljanje vozila F_k zbog djelovanja trenja između kotača i čeljusti ograničena je umnoškom težine F_g i koeficijenta odupiranja μ .

Budući da tarna (kočna sila) ovisi o sili F_p kojom čeljust pritišće na disk i o koeficijentu trenja φ , pri kočenju je važno znati kako se te dvije veličine mijenjaju za vrijeme kretanja zakočenog vozila. Silu F_p moguće je održavati stalnom. Koeficijent trenja φ se mijenja više ili manje s brzinom, dok se koeficijent odupiranja μ mijenja vrlo malo.

Općenito, koeficijent trenja φ ovisi o:

- vrsti materijala koji su u dodiru (umetka i kotača, uloška i diska)
- vrsti kočnice (kočnice s kočnim diskovima, kočnice na kotače, kočnice na bubanj)
- voznoj brzini vlaka
- tlaku na dodirnoj površini (jediničnom specifičnom tlaku na umetak)
- temperaturi materijala
- stanju i obrađenosti dodirnih površina

Na slici 5. prikazan je tijek krivulje koeficijenta trenja za disk kočnicu i za kočnicu na kotač za dva različita materijala kočnih umetaka i uložaka.

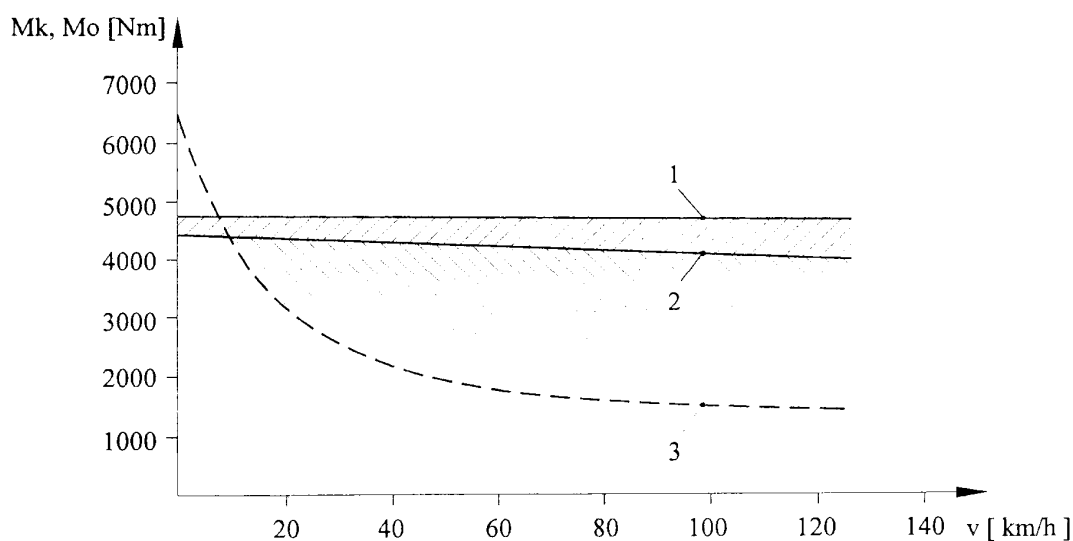


1. Kočni umeci od lijevanog željeza za kočnicu na kotač
 2. Kočni umeci od umjetnog materijala za kočnicu na kotač
 3. Kočni ulošci od umjetnog materijala za disk kočnicu
- p – jedinični tlak na kočni umetak i uložak

Slika 5. Dijagram koeficijenta trenja φ za disk-kočnicu i za kočnicu na kotače

Iz slike 5 vidi se da se koeficijent trenja φ umetka od lijevanog željeza i kotača (kočnica na kotač) osjetno mijenja s brzinom. Njegova vrijednost je kod velikih brzina vrlo mala, a kod malih brzina poprima veće iznose. Isto tako kod velikog jediničnog (specifičnog) tlaka koeficijent trenja φ opada, a kod malog jediničnog tlaka φ raste. Takav tok koeficijenta trenja φ uzrokuje mnoge probleme kod kočenja vlakova i nije pogodan pri kočenju kod većih brzina. Zbog toga su tražena rješenja tako da se i kod većih brzina dobije što stalnija i veća vrijednost koeficijenta trenja φ . S obzirom na ovo izrađeni su umeci od umjetnog materijala. Tako se postigao veći koeficijent trenja i njegova manja promjena s brzinom vožnje.

Najbolji rezultati ostvareni su primjenom disk kočnica s ulošcima od umjetnog materijala. Koeficijent trenja je vrlo visok i gotovo konstantan pri svim brzinama. S tako povoljnim koeficijentom trenja između obloga i diskova može se znatno bolje iskoristiti raspoloživi moment adhezije što je prikazano na slici 6.



1. Krivulja momenta sile odupiranja za $\mu = 0.15$
2. Krivulja momenta kočne sile disk kočnice s ulošcima od umjetnog materijala
3. Krivulja momenta kočne sile kočnice na kotače s umecima od lijevanog željeza

Slika 6. Dijagrami kočni moment – brzina za disk kočnicu i za kočnicu na kotače u odnosu na moment adhezije

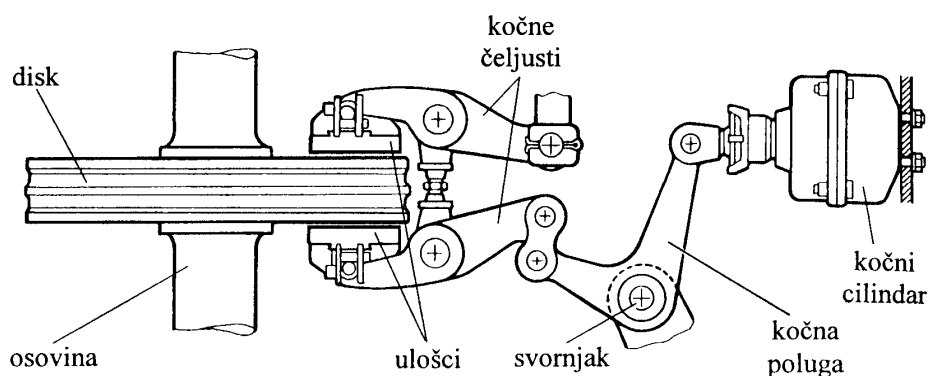
Time se postižu kraći zaustavni putovi i približno konstantno usporenje vlaka, a izbjegava blokiranje kotača. Dovoljno visoki momenti kočenja kod čeljusti s ulošcima od umjetnog materijala i diska ostvaruju se manjom silom čeljusti nego kod čeljusti s umecima od lijevanog željeza i kočnice na kotač zbog razlike u koeficijentima trenja.

Ovo je jedna od glavnih prednosti disk kočnica i razlog što se u novije doba sve više ugrađuju disk kočnice na željezničkim vozilima, prvenstveno putničkim.

3.2. Osnovni dijelovi disk kočnice i nastajanje sile kočenja

Osnovni dijelove disk kočnice (slika 7.) moguće je podijeliti na:

- uređaje za prijenos sile (kočni cilindar, kočno polužje)
- tarne dijelove kočnice (kočni disk, kočne čeljusti, kočni ulošci)



Slika 7. Osnovni dijelovi disk kočnice

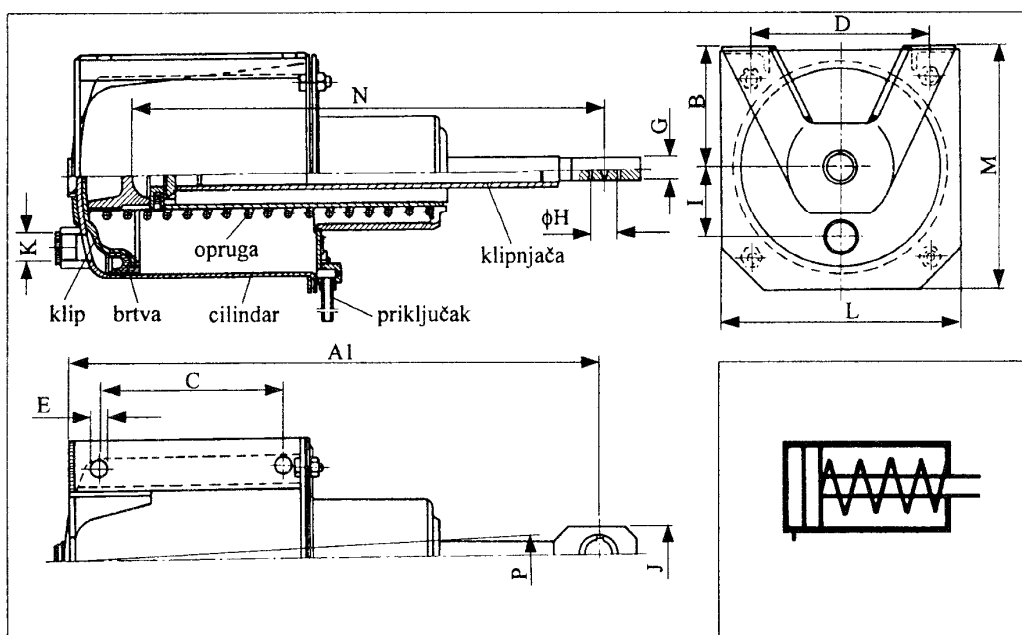
Izvor sile kočenja je kočni cilindar u koji se upušta zrak (zračna kočnica). Prijenos sile kočenja od kočnog cilindra, gdje ona nastaje do mjesta djelovanja izvršnih organa – čeljusti na kojima su pričvršćeni ulošci disk kočnice vrši se prijenosnom kočnim polužjem. Preko polužja i čeljusti mogu djelovati i ručne kočnice te kočnice koje silu prenose od drugih sredstava.

3.2.1. Uređaji za prijenos sile kod disk kočnice

3.2.1.1. Kočni cilindar

Kočni cilindar služi za pretvaranje djelovanja stlačenog zraka na površinu klipa u silu. Ta se sila preko polužja prenosi na čeljusti kočnica i na tarne dijelove gdje trenjem stvara kočnu silu.

Kočni cilindri su čelične naprave u obliku valjka u kojemu se kreće klip s klipnjačom (slika 8). Grade se u raznim veličinama, a mogu biti jednostrani i dvostrani.



Slika 8. Kočni cilindar

U valjkastom čeličnom kućištu klip s gumenom brtvom se slobodno kreće. Na klip je spojena klipnjača koja završava ušicom za spoj s polužjem. Stlačeni zrak pri ulasku u cilindar gura klip s klipnjačom do kraja hoda klipa tj. do oslonca čeljusti s ulošcima do diska i tlači oprugu u cilindru. Nakon prestanka kočenja stlačeni zrak izlazi u atmosferu, a opruga vraća klip do dna cilindra. Klip je izrađen tako da između dna cilindra i njega ostaje prostor za ponovni ulazak zraka i ponovno kočenje. Na čelu cilindra nalaze se priključci za dovod zraka u njega i za priključivanje polužja s njegove druge strane.

Kočni cilindri mogu biti okomiti i vodoravni. Promjer cilindra odabire se prema vrsti vozila i prema sili koju on mora proizvesti ovisno o rasporedniku i pomoćnom spremniku.

3.2.1.2. Kočno polužje

Kočno polužje čine svi mehanički dijelovi kočnice koji imaju zadatak da prenesu i multipliciraju silu pritiska od kočnog cilindra do kočnih umetaka. Tu spadaju čelične poluge, zategači, potegači, svornjaci, trokutaste motke i nosači kojih je presjek odabran za proračunske sile koje prenose. Kočno polužje dijeli se na cilindarsko i osovinsko.

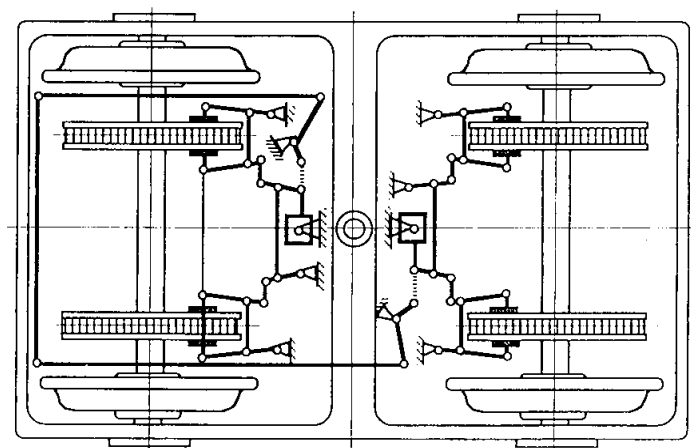
Cilindarsko polužje je ono koje je neposredno vezano za kočni cilindar.

Osovinsko polužje se nalazi uz vozni postroj (podvozak) i na njemu, tj. okretnom postolju ili uz kočnu osovinu.

Prema položaju što ga zauzima na vozilu i po djelovanju, polužje se naziva vodoravno i okomito.

Ovisno o vrsti vozila te o rasporedu voznog postroja, broju kočnih osovina, načinu kočenja i o prostoru, na željezničkim vozilima postoji mnogo raznih rješenja kočnog polužja. Osobito ima složenih prijenosa sile od kočnih cilindara na kočne čeljusti.

Bez obzira na ono što je rečeno kočno polužje ovisi o smještaju kočnog cilindra ili više kočnih cilindara te o smještaju (na osovinu ili kotač) i broju diskova. Na slikama 9. 10. 11. 12. 13. i 14. prikazane su različite izvedbe različitih kočnih polužja s obzirom na navedene uvjete.



Slika 9. Kočno polužje disk kočnice okretnog postolja

Rješenja s jednim kočnim ili s više kočnih cilindara smještenih na sanduku vozila iziskuju polužja s puno dijelova, zglobova i oslonaca. To se odnosi na većinu današnjih vagona (voznika) s kočnicom na kotač. Zbog toga su pronađena rješenja i kojima je kočni cilindar disku što ga koči približen što je najviše moguće. Tako se došlo

proizvodnje kočnog cilindra regulatora, regulatora (podešavača) i kočnog polužja u jednom djelu. Na vučenim vozilima i vučnim vozilima s disk kočnicom, cilindri su često ugrađeni na podvosku (okretnom postolju) U takvim slučajevima kočno polužje jednostavnije je u usporedbi s polužjem gdje je cilindar vezan uz očvrsje (frem) vozila.

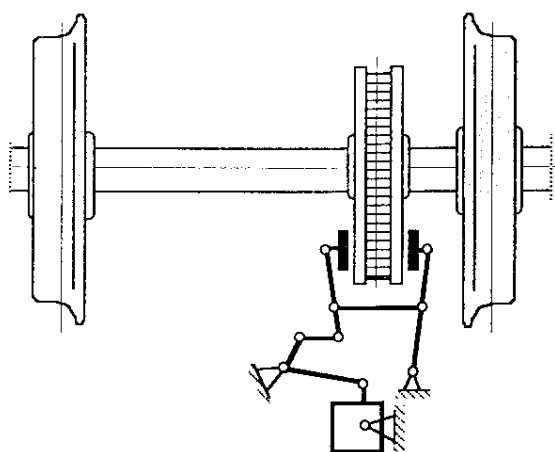
Budući da kočno polužje pruža otpor, to se dio sile koja se prenosi troši na trenje u zglobovima. Kod novoga i dobro održavanog polužja dio sile koje se troši na to trenje iznosi do 15 %, što znači da je stupanj djelovanja polužja $\eta = 0.85$. Kod kompliciranog i nerazrađenog polužja stupanj djelovanja može biti manji, pri čemu su gubitci sile koja se prenosi veći. Nakon dvije godine, stanje polužja (zglobovi) jest takvo da stupanj djelovanja η iznosi oko 0.70 ili manje što znači da su gubitci sile oko 30 %.

3.2.2. Tarni dijelovi disk kočnice

3.2.2.1. Kočni disk

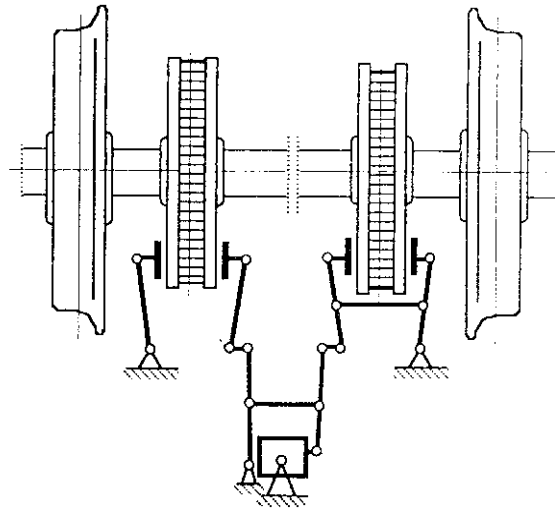
Kočni disk spada u kočne tarne dijelove. Moguće ih je razvrstati prema mjestu gdje su ugrađeni na vozilu, tj. prema tome na koji dio vozila djeluju, i to:

- na kočne diskove ugrađene na osovine vozila (slike 9. 10. 11.)
- na kočne diskove ugrađene na kotače vozila (slike 12. 13. 14.)

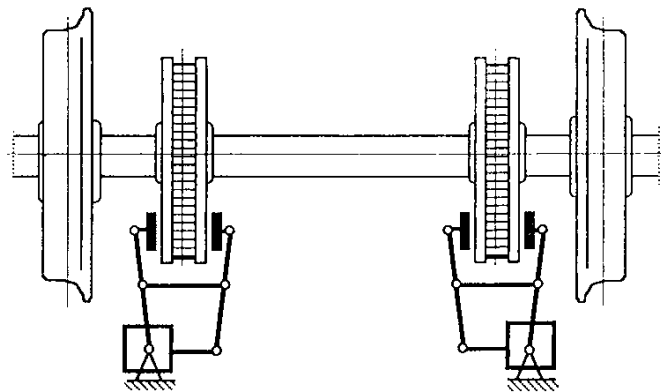


Slika 10. Jedan kočni disk sa kočnim cilindrom po osovini

Na jednu osovinu najčešće se ugrađuju po dva diska, a na željezničkim vozilima za velike brzine mogu na jednu osovinu biti ugrađena tri ili četiri diska da bi se stvorila potrebna sila kočenja.

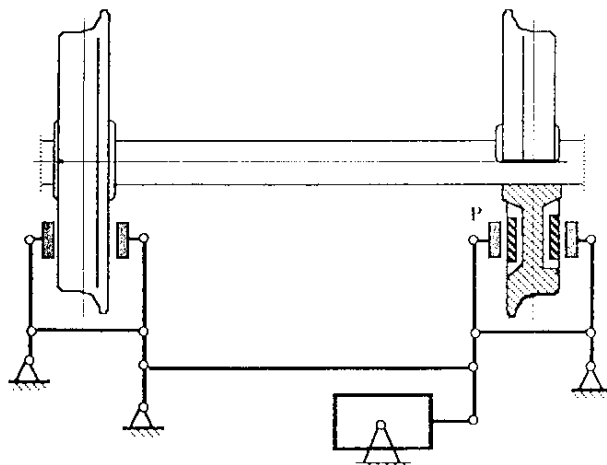


Slika 11. Dva kočna diska po osovini sa jednim zajedničkim cilindrom

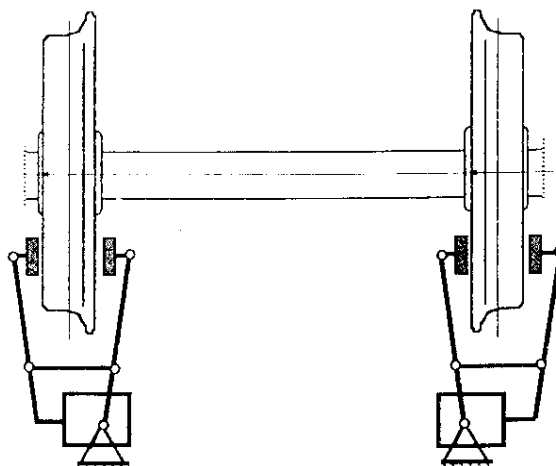


Slika 12. Dva kočna diska po osovini svaki sa zasebnim kočnim cilindrom

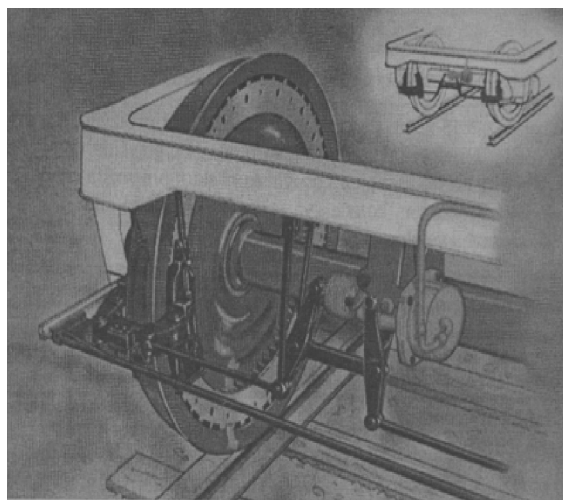
Na vučnim vozilima, kojima su veliki vučni elektromotori uz pogonske osovine, nema mjesta za diskove koji bi se učvrstili na osovine. U takvim slučajevima ako se žali ugraditi disk kočnica, diskovi se mogu ugraditi na bočne strane kotača.



Slika 13. Kočni diskovi ugrađeni na tijelo kotača sa zajedničkim kočnim cilindrom



Slika 14. Kočni diskovi ugrađeni na tijelo kotača svaki sa zasebnim kočnim cilindrom



Slika 15. Kočni disk na kotaču

Pitanje mjesta ugradnje diska u početku primjene disk kočnice bilo je uglavnom vezano za ekonomski efekt ugradnje u raspoloživi prostor.

Ugradnja diska na kotač imala je prednosti i u ekonomskom i prostornom smislu. Povećanjem brzine kretanja i sve većim kočnim radom disk kočnice, kojim se oslobađa velika količina topline (velik specifični toplinski tok), a i mogućnost izrade diska u dva dijela (ovim se montaža pojednostavljuje), dovelo je do toga da se kočni disk uglavnom montira na osovinu, osim kod vučnih osovina koje se koče. Osnovni razlog je slabija kontrola kotača kad je na njemu disk, kao i slabije ventilatorsko odvođenje topline.

Materijal za izradu kočnog diska mora izdržati visoka termička i mehanička naprezanja kao i dinamička uslijed trenja, koja se javljaju u eksploataciji. Moraju se uzeti obzir mehaničke osobine materijala (granica razvlačenja, vlačna čvrstoća, žilavost), fizikalne

osobine materijala (provođenje topline, entalpija), tehnološke osobine materijala (stabilnost kod toplinskog udara, otpornost prema habanju, ponašanje prema tarnom materijalu). Toplinska izdržljivost je gotovo najvažniji pokazatelj kakvoće diska. Taj podatak označava mogućnost diska da bude opterećen određenom snagom pri kočenju.

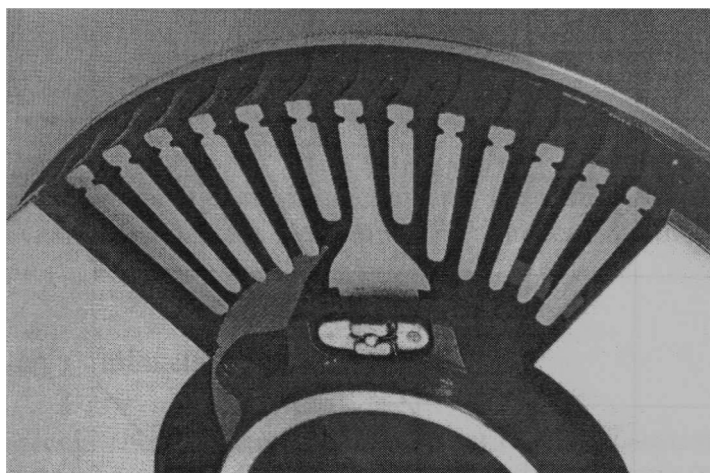
Prema vrsti materijala koji se rabi za izradu, kočni diskovi mogu biti:

- od lijevanog željeza
- od lijevanog čelika
- od posebnih čeličnih slitina
- od drugih materijala

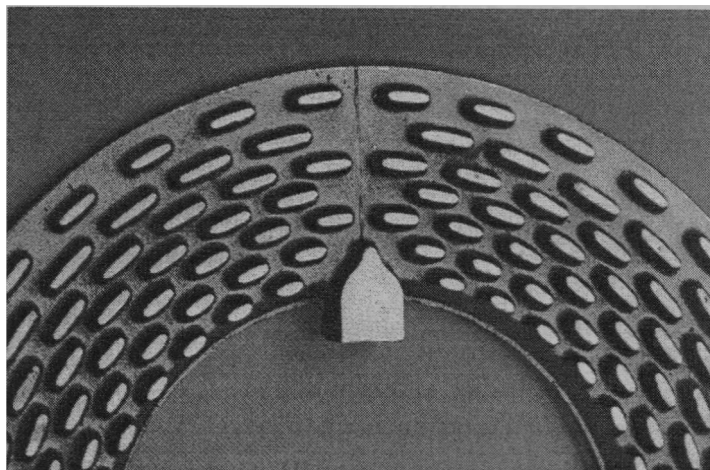
Prilikom kočenja pomoću disk kočnica, po tarnom djelu oslobađa se velika količina topline. Najveći dio te topline odvodi se ventilatorskim djelovanjem, odnosno strujanjem između rebara ili šipki (kanala) u kočnom disku. To strujanje ovisi o obliku kanala, tj. o lopatici ili šipci. Kočni diskovi su zapravo vrsta zračnih turbina, pri čemu se najbolje hlađenje postiže kod najvećeg broja okretaja i obrnuto.

Prema načinu hlađenja kočni diskovi mogu biti:

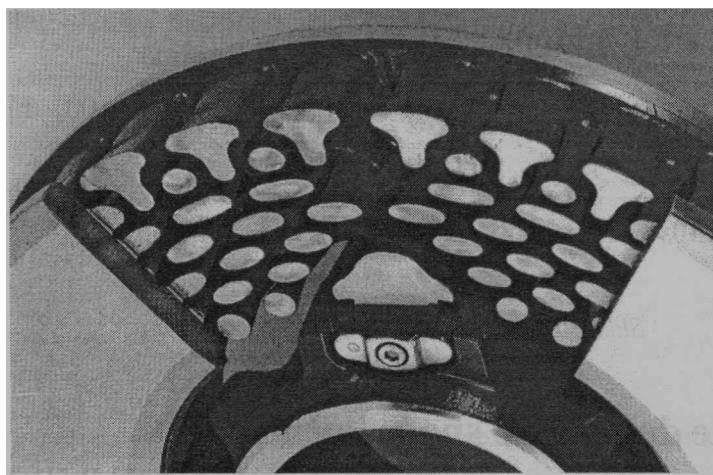
- s rebrima i kanalima za radijalno hlađenje (slika 16.)
- sa šipkama za obodno (tangencijalno) hlađenje (slika 17.)
- s radijalno – tangencijalnim rebrima za hlađenje (slika 18.)



Slika 16. Radijalni kočni disk

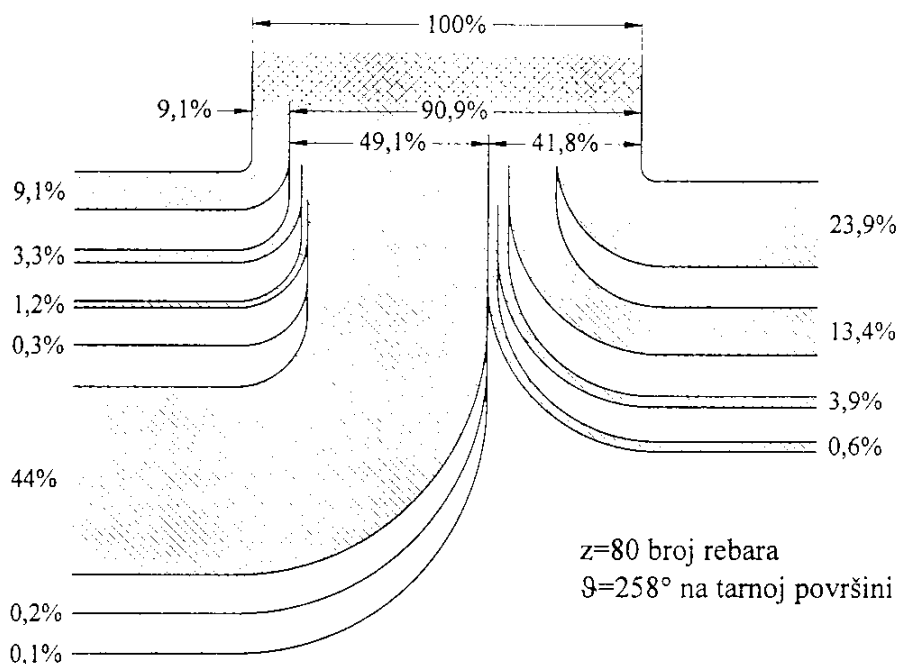


Slika 17. Tangencijalni kočni disk



Slika 18. Radijalno - tangencijalni (prijelazni) kočni disk

Strujanje zraka koji hladi disk ovisi o voznoj brzini i o geometriji diska. Na slici 19. prikazana je raspodjela topline nakon kočenja na radijalnom disku promjera $\varnothing 640 \times 110\text{mm}$.



Slika 19. Raspodjela topline na radijalnom disku promjera Ø640 x 110 mm

Iz slike slijede da:

9.1 % topline prelazi na kočne uloške

90.9 % topline prelazi na tijelo diska

49.1 % topline odvodi se preko diska

3.3 % topline odvođe bočne plohe diska

1.2 % topline odvodi se preko oboda diska

0.3 % topline odvodi se preko unutarnjih ploha diska

44.0 % topline odvodi se preko kanala za hlađenje

0.2 % topline odvodi se preko oboda sredine diska

0.1 % topline odvodi se preko glavčine diska

41.8 % topline akumulira se u disku

23.9 % topline akumulira se u tarnim površinama

13.4 % topline akumulira se u rebrima

3.9 % topline akumulira se u nosećoj ploči

0.6 % topline akumulira se u glavčini

Ovdje će biti opisani kočni diskovi koji se najviše rabe u prometu za kočenje vozila za velike brzine na vagonima (voznici). To su dvodijelni kočni diskovi koji se navlače na osovine i koji imaju rebra za radijalno hlađenje.

Veličina kočnog diska ograničena je veličinom kotača i odredbom UIC – ea da se od gornje izvodnice tračnica i najniže točke bilo koje mase vozila mora osigurati minimalno rastojanje od 125 mm, odnosno moraju se zadovoljiti uvjeti jednadžbe:

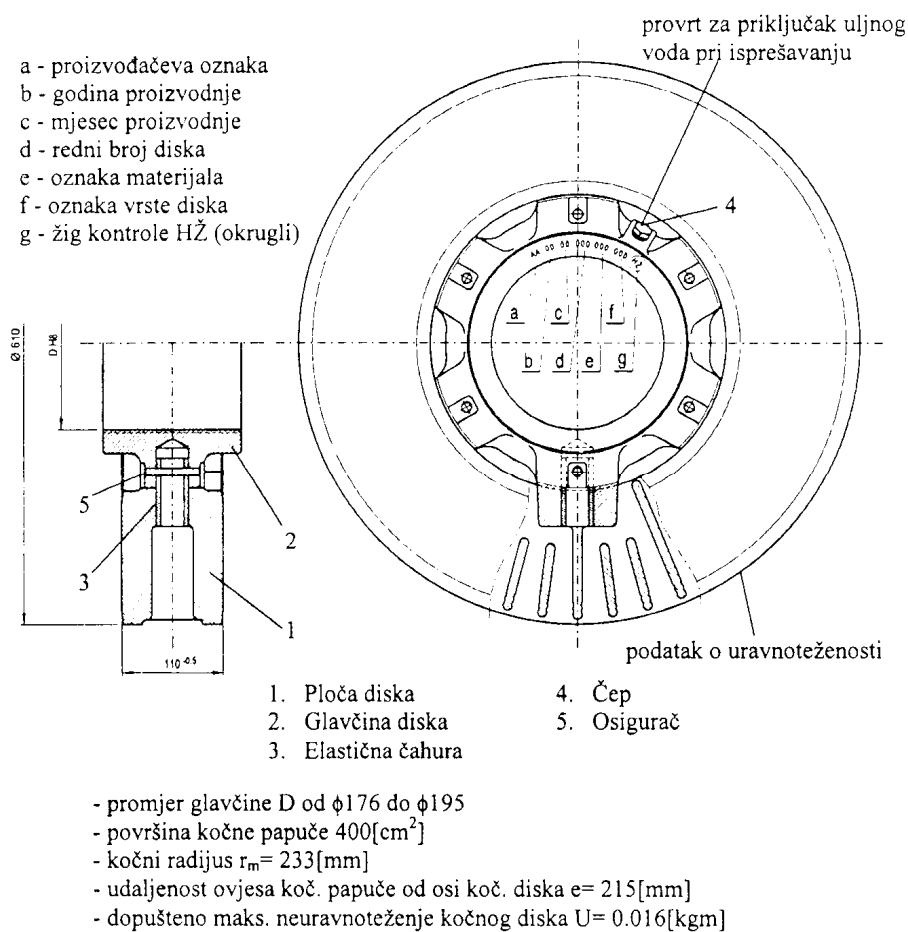
$$D_D = \left(\frac{D_T}{2} - 125 \right) \cdot 2$$

D_D - promjer kočnog diska

D_T - promjer zamišljenog kruga kotrljanja kotača

Većinom se koriste kočni diskovi promjera 590 i 610 mm, a u rijetkim slučajevima na vučnim vozilima 640 mm.

Na slici 20. prikazan je kočni disk promjera Ø610 mm za kočenje putničkih vozila. Dijelovi takva diska su ploča (1), glavčina (2), čahura (3), čep (4) i osigurač (5). Taj kočni disk čvrsto je spojen na osovinu vozila i kočni moment od kočne čeljusti i uložaka prenosi na kotače.



Slika 20. Radijalni kočni disk Ø610

Ploča (pozicija 1) izrađena je lijevanjem iz jednog komada. Mogu se izrađivati ploče i od dvaju dijelova, koji su u tome slučaju spojeni vijcima. Sama ploča između dviju tarnih ploha ima spojna rebra koja tvore kanale za hlađenje (ploča radijalnog diska). Pri vrtnji diska zrak struji kroz kanale i tarne plohe i hladi iznutra. Materijal ove ploče je SL 25. Ploča mora imati utisnut broj na dijelu koji se ne obrađuje. Trajnost kočnih ploča ovisi o opterećenosti, materijalu kočne ploče i o uporabnim uvjetima. Kočne ploče izrađene od čeličnog lijeva s dodatcima kroma (Cr), molibdena (Mo) i još nekih primjesa u određenom pogonu mogu izdržati i do milijun kilometara. Ploče napravljene od sivog lijeva s radijalnim rebrima (slika 16.), u današnje vrijeme uglavnom se primjenjuju na vozilima sa srednje jakim kočnicama i za srednje brzine ($v \leq 200 \text{ km} / h$)

Glavčina (pozicija 2) izrađena je lijevanjem iz jednog dijela. Njezin unutarnji promjer ovisi o promjeru osovine na koju će biti navučena. Na dio koji se ne obrađuje proizvođač mora staviti oznake svoje tvrtke i oznaku lijevanja (šaržu lijeva). Materijal glavčine je ČL 4731.

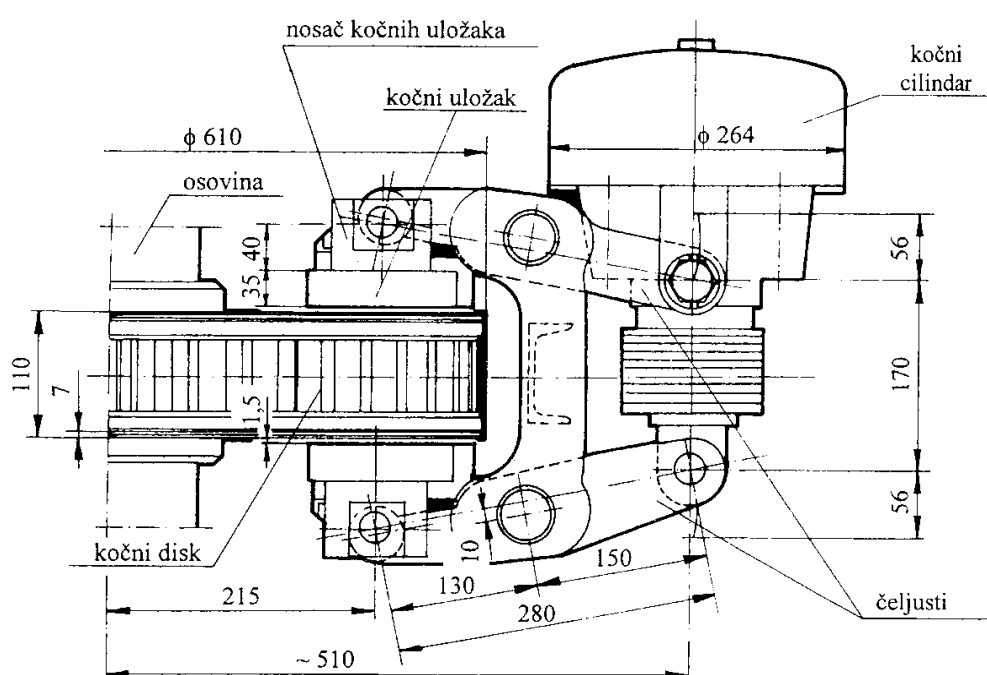
Čahura (pozicija 3) izrađena je obliku razrezanog cilindričnog tuljka. Služi za sprječavanje labavljenja spoja između ploče i glavčine. Čahure su utisnute u utoru u ploču i glavčinu i osigurane elastičnim osiguračima (pozicija 5).

Čep (pozicija 4) zatvara otvor na glavčini. Taj otvor služi za ubrizgavanje ulja koje pri zamjeni omogućava lakše skidanje glavčine s osovine.

Kočni diskovi u pogledu tehničkih svojstava moraju odgovarati odredbama UIC-ove objave 543-3. Tipska provjeravanja provode se na ispitnim strojevima kod ovlaštenih ustanova i u vožnji. Najpoznatiji program za provjeravanje kočnih diskova jest program DB-ove uprave u Mindenu. Pri ugradbi na vozila svaki kočni disk mora biti uravnotežen. Dopuštena je neuravnoteženost do 50 *gm* za vozne brzine do 200 *km/h*. Obradeni kočni disk ne smije imati ni radijalno ni bočno bacanje, tj. ne smije imati nepravilnosti pri okretanju. O tome i o drugima načinima nadzora nad kvalitetom proizvođači moraju predložiti dokumentaciju i omogućiti provjeru. Na željeznička vozila koja voze u međunarodnom prometu smiju se ugrađivati samo diskovi koji su proizvedeni i tipski provjereni po međunarodnim propisima.

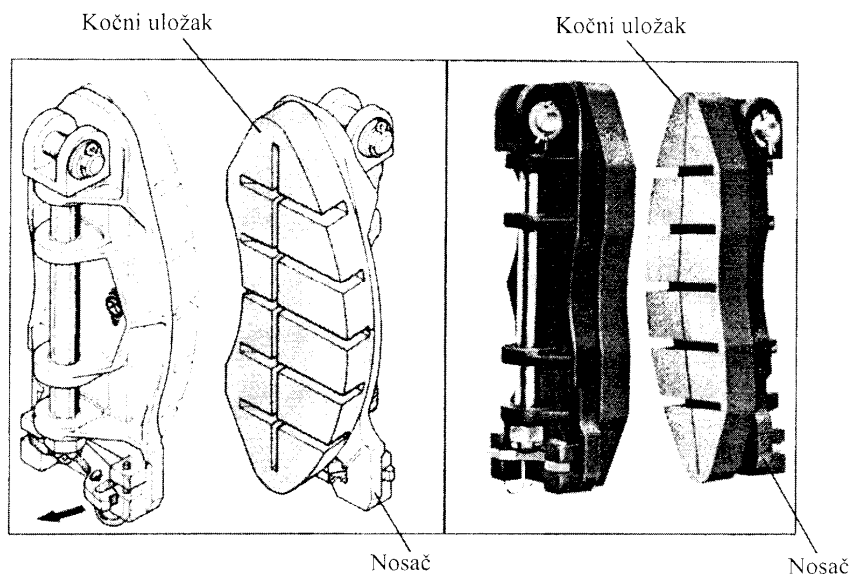
3.2.2.2 Kočne čeljusti

Po djelovanju, kočne čeljusti nisu izravni tarni dijelovi, nego u tu skupinu spadaju zato što nose tarne dijelove odnosno zato što prenose silu na tarne dijelove tj. na diskove. Kod disk kočnica, kočnu čeljust čine poluge-kliješta sa spojnom polugom i svornjacima, nosači kočnih uložaka i njihovi držači te osigurači. Svi ovi elementi mogu se vidjeti na slici 21. gdje je prikazana čeljusna kočnica na disk s cilindrom koji izravno djeluje na kočne čeljusti (nema polužja zbog nedostatka prostora). Kočne čeljusti ne troše se izravno, već se pri kočenju namjenski troše kočni ulošci.



Slika 21. Čeljusna kočnica na disk s cilindrom

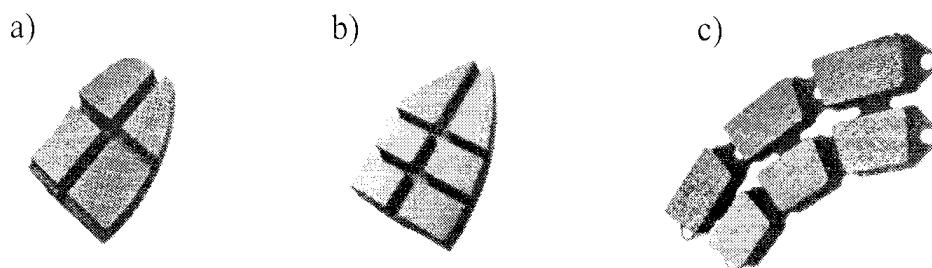
Nosač kočnog uložka je stalan dio kočne papuče za disk kočnicu koji se ne troši, a u koji se učvršćuje kočni uložak. Njegov oblik i mjere su propisani. Izrađuju se od čelika. S prednje strane imaju utor u obliku lastavičjeg repa za učvršćivanje kočnih uložaka (obično za dva komada), a sa stražnje strane kroz nosač prolazi osovina kojom je spojen s klještima kočne čeljusti i utvrđen osiguračima. Kočne papuče (nosač + uložak) disk kočnice prikazane su slikom 22.



Slika 22. Kočne papuče disk kočnice (nosač + uložak)

3.2.2.3. Kočni ulošci

Kočni ulošci (slika 23.) su potrošni dijelovi disk kočnice. Prema tome moraju imati sljedeće osobine materijala: mehanička otpornost na dinamička opterećenja, termička otpornost i otpornost na habanje.



Slika 23. Oblici kočnih uložaka

Mehanička otpornost podrazumijeva otpornost na dinamička opterećenja tako da se za cijelo vrijeme eksploatacije očuva kompaktnost materijala uložka i njegova veza s nosačem.

Termička otpornost podrazumijeva zadržavanje svih mehaničkih i kemijskih osobina do temperature 450 °C što podrazumijeva osiguranje srednjeg koeficijenta trenja tokom eksploatacije ($\mu_k = 0.35$).

Otpornost na habanje podrazumijeva da se tokom eksploatacije u realnim uvjetima osigura što manje trošenje, ali ne na račun kočnog diska.

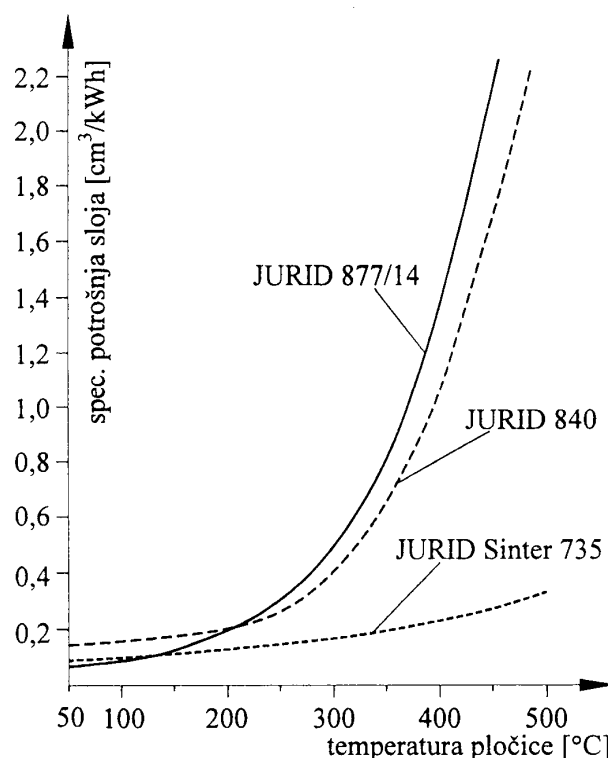
Spomenute zahtjeve zadovoljavajuće ispunjavaju kompozitni materijali visoke frikcije sa srednjim koeficijentom trenja $\mu_k = 0.35$ prema propisu UIC-ea 541-3.

U današnje vrijeme sve se više razvijaju i izrađuju ulošci od sinter-materijala i keramike, posebno za kočenje brzih prigradskih vlakova, vlakova podzemne željeznice i zrakoplova tj. ondje gdje su vrlo velika usporenja pri kočenju. Ovi materijali izdržavaju znatno više temperature nego umeci od kompozitnog materijala i zato omogućavaju veću efikasnost kočnice (slika 24.). Utjecaj vlažnosti je također manji kod umetaka od sinter materijala nego kod kompozitnih materijala.

Potrošnja kočnih uložaka (i diskova) ovisi o:

- konstruktivnim svojstvima vozila,
- promjeru kočnog diska s kojim se ostvaruje trenje,
- temperaturi koja se stvara na dodirnoj površini uložaka s diskom,
- jediničnim tlakovima na disk
- materijalu

Na slici 24. prikazan je dijagram specifične potrošnje uložka u ovisnosti o temperaturi za tri materijala od kojih su dva kompozitna i jedan sinter proizvedeni u tvrtki JURID. Iz dijagrama se vidi da se sinter materijal kod temperatura iznad 250 °C puno manje troši do kompozitnih materijala.



Slika 24. Specifična potrošnja uloška u ovisnosti o temperaturi

Jedinični tlak ne smije biti veći od 90 N/cm^2 . Ako je potrebno, onda je bolje povećati promjer diska ili broj kočnih diskova nego prekoračiti jedinične tlakove jer bi brzina potrošnje uloška mogla izuzetno porasti.

Kočni ulošci sastavljeni od više manjih površina imaju niže temperature na tarnoju površini i veći koeficijent trenja (slika 23. b i c), tj. imaju bolje hlađenje i manje trošenje. Također moraju odgovarati veličini kočnog diska na koji će se primijeniti. Rastojanje kočnog uloška od tarne površine diska iznosi 1-2 mm. Minimalna debljina uloška u međunarodnom prometu iznosi najmanje 5 mm

Pretpostavlja se da će se u nadolazeće vrijeme kao kočni parovi (disk – uložak) primjenjivati kočni diskovi od visoko legiranog čelika sa vrlo velikom tvrdoćom i kočni umeci od sinterovanog materijala. Čelični kočni diskovi su oko dva puta skuplji, a kočni umeci od sinterovanog materijala su oko četiri puta skuplji od klasičnih, što se mora uzeti u obzir pri donošenju odluke o upotrebi kočnih parova.

3.3. Osnovne prednosti i nedostaci disk kočnica

Osnovne prednosti kočenja pomoću čeljusnih disk kočnica u odnosu na čeljusne kočnice na kotač i ostale tarne kočnice su:

- praktično konstantan koeficijent trenja (slika 5.) u odnosu na brzinu što omogućava racionalno iskorištenje kočne sile i ravnomjernije i jednoličnije usporenje (slika 6.)
- visok kočni efekt u odnosu na istu kočnu silu zbog većeg koeficijenta trenja, smanjenje sile pri kočenju
- veoma efikasno pretvaranje kinetičke energije u toplinu (najefikasnije od svih tarnih kočnica); mogućnost prihvatanja velike količine topline što je pri kočenju iz velike brzine jako bitno
- ne postoji trošenje i oštećivanje površine kotrljanja kotača i vijenaca
- nema trzaja, cvilenja i velikih usporavanja pred zaustavljanje
- jednostavnije polužje s većim stupnjem iskorištenja

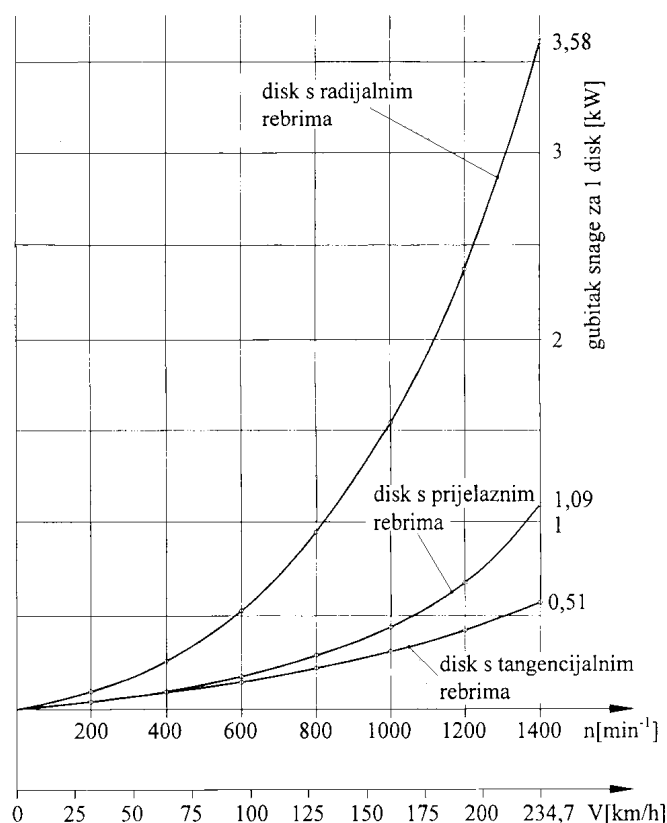
Nedostaci disk kočnica su:

- veća cijena koja proizlazi iz ugradnje diskova i protukliznog uređaja
- nešto je manji koeficijent adhezije između kotača i tračnica na vozilima s disk kočnicama nego na vozilima s čeljusnim kočnicama
- gubitak snage zbog otpora diskova u vožnji (slika 25.)

Kočni diskovi pri vožnji pružaju otpor, odnosno troše pogonsku energiju. Potrebni ih je okretati, a zrak pritom nastoji zaustaviti to okretanje (diskovi zapravo djeluju kao zračne turbine koje vrte zrak). Dijagram na slici 25. prikazuje otpor što ga u vožnji stvaraju radijalni disk i svaki od tangencijalnih kočnih diskova. Kod vozne brzine vlaka od 200 km/h razlika u gubitcima snage za vrtnju diskova vrlo je velika i to:

- radijalni disk za okretanje troši 2.3 kW snage vučnog vozila
- prijelazni disk za okretanje troši 0.7 kW snage vučnog vozila
- tangencijalni disk za okretanje troši 0.4 Kw snage vučnog vozila

Vidi se da radijalni disk (slika 16.) stvara vrlo velik otpor pri vožnji u odnosu na dvije izvedbe tangencijalnih diskova (slike 17. i 18.).



Slika 25. Dijagrami gubitaka snage zbog otpora različitih izvedbi diskova u vožnji

3.4. Dimenzioniranje disk kočnice

Kočni diskovi trebaju biti dimenzionirani za određenu snagu. Ograničavajući čimbenik kod kočenja tarnim kočnicama, u ovom slučaju disk kočnice jest količina toplinske energije koja se oslobodi u jedinici vremena (snaga) po tarnom djelu odnosno, temperatura koju tarni dijelovi (disk i uložak) mogu podnijeti bez oštećenja. Učinak tarnih kočnica ograničen je temperaturom tarnih dijelova.

Kočni disk i zajedno s njim kočni ulošci moraju biti proračunani na dva najvažnija zahtjeva granične snage i to:

- na zaustavna kočenja (kratkotrajna kočenja) iz velikih brzina na određenom zaustavnom putu
- na dugotrajna kočenja na nagibu većem od 25 promila

Zaustavna kočenja imaju kratko trajanje, ali veću snagu, a dugotrajna kočenja na pružnom nagibu su kočenja s manjom ili srednjom snagom. Iako se dugotrajna kočenja vrše s manjom snagom, po toplinskom opterećenju ova kočenja su velika i teža od

zaustavnih. Zbog dužeg vremena trajanja ovog kočenja kod proračuna treba uzeti u obzir hlađenje.

Najveća temperatura tarnih dijelova ograničena je njihovom toplinskom izdržljivošću. Toplinska izdržljivost tarnih dijelova jest granica toplinskog opterećenja. Ako se prijeđe ta granica tada nastaju oštećenja i povećano trošenje. Dopuštene temperature tarnih dijelova pri kočenju različite su za pojedine vrste materijala. Temperatura kočnog diska uvijek je niža od temperature kočnog uložka koji s njim radi zajednici. U eksploataciji je dozvoljeno povećanje temperature tarnih površina disk kočnica (disk od lijevanog željeza, uložak od kompozitnog materijala) kod trajnih kočenja do 360 °C, odnosno za izuzetno rijetka kočenja (za kočenja u slučaju opasnosti) i do 500 °C. Rast temperature iznad 300 °C veoma nepovoljno utječe na kočne uloške kada počinje transformacija vezivnog sredstva uložka disk kočnice ako je on od kompozitnog materijala. Kod trajne temperature veće od 400 °C počinje veliko trošenje i može doći do oštećivanja tarnih ploha na disku.

Ukoliko temperature diska premašuju ove granične temperature potrebno je ili smanjiti opterećenje na disk (masu ili brzinu vlaka), povećati broj diskova ili ugraditi disk većeg promjera.

Istovremeno, pod djelovanjem visokih temperatura dolazi do širenja kočnih ploha kočnog diska u odnosu na glavinu. Pojava visokih temperatura nepovoljno djeluje i na vezu glavčine kočnog diska sa osovinom (stezni spoj) pa je potrebna provjera steznog spoja sa toplinskog aspekta.

Na kočne sposobnosti diska uvelike utječu njegov oblik i mjere. Svaki proizvođač proizvodi kočne diskove s karakterističnim svojstvima. Uglavnom su to posebnosti u proizvodnji, posebna toplinska svojstva i drugo. Mjere, tj. dimenzije kočnih diskova, vrlo su važne za dobar odabir, tj. za kočna svojstva, za uporabni vijek, za potrošnju kočnih uložaka, za toplinsku izdržljivost i drugo. Posebno je važno dobro odabrati promjer diska. Ukoliko se to ne izvrši kako treba dolazi do teškoća i povećanih troškova za cijelo vrijeme iskorištavanja vozila.

Za trošenje kočnih diskova (i uložaka) važna je brzina na srednjem kočnom polumjeru diska. Ta brzina ovisi o promjeru diska koji uglavnom ovisi o promjeru kotača. Da bi prošao isti put, manji kotač okrene se više puta nego veći kotač, što je obrnuto omjeru njihovih promjera. To znači da će broj okretaja manjeg kotača a time i diska biti veći od broja okretaja diska na osovini s većim kotačem. Kočni disk manjeg promjera ima manji srednji kočni polumjer (polumjer na kojem djeluje sila kočnih čeljusti). Ako je dakle

krak (polumjer manji), tada za isti kočni moment valja povećati silu, a to znači da je potrebno povećati tlak u kočnom cilindru. Povećavanjem sile na iste kočne uloške povećavaju se jedinični (specifični) tlak i temperatura te trošenje diskova (uložaka).

Zbog toga, gdje god je to moguće, valja odabrati kočne diskove onoga promjera koji je moguće rabiti u skladu:

- s masom koju disk koči
- s brzinom iz koje će vozilo biti kočeno (to je maksimalna brzina vozila)
- s usporavanjem koje ovisi o maksimalnoj brzini
- s duljinom zaustavnog puta
- s najvećom temperaturom koju mogu podnijeti disk i uložak

Za neko lagano vozilo koje je predviđeno za malu voznu brzinu nije potrebno uzeti kočni disk neprimjereno velikog promjera. Međutim za kočenja teških vozila predviđenih za promet velikim voznim brzinama i za zaustavljanja na kratkom zaustavnom putu, potrebno je odabrati kočne diskove velikog promjera i u dostatnom broju po osovini. Nerazumijevanje toga prouzrokuje velike teškoće i troškove u prometu.

Da bi kočni disk bio dimenzioniran (izabran) dobro, potrebno je napraviti termički proračun. Takvim termičkim proračunima bavilo se više autora, a jedan način dao je dr. Hans R. Ehlers.

4. Termički proračun disk kočnice zadanih dimenzija

4.1. Uvod u problem

Prilikom kočenja željezničkih vozila, imajući u vidu da se kočenje vrši tarnim kočnicama, a da su brzine i mase vozila veoma velike, ogromna kinetička energija treba se pretvoriti u toplinu radom sile trenja na relativno ograničenim površinama dodira tarnih elemenata – u ovom slučaju tarne površine diska i kočnog uloška. Ostvarene količine topline i temperature dodirnih površina treba precizno proračunati za najnepovoljniji slučaj opterećenja, a zatim i eksperimentalno potvrditi dobivene rezultate jer mogu biti ograničavajući faktor pri kočenju i ugroziti sigurnost željezničkog prometa.

Pri remontu putničkog vagona čeljusne kočnice na kotače s umetkom iz SL zamjenjuju se diskovnim kočnicama s umetkom iz kompozitnog materijala (npr. JURID ili slični). Kako se pri remontu osovinskih sklopova istrošeni kotači s bandažom zamjenjuju novim kotačima tzv. mono blokovima, na osovini se moraju po potrebi doraditi svi dosjedni promjeri. Istovremeno se promjer za pričvršćenje steznim spojem ventilirajućeg diska kočnice obrađuje na mjeru $\varnothing 190,241 \dots 190,300 \text{ mm}$, a na koji se u daljnjem postupku navlači disk s obrađenim unutrašnjim promjerom na mjeru $\varnothing 190 \text{ H6}$.

Međunarodna željeznička unija (UIC) je propisala uvjete koje svaka kočnica mora ispuniti. Pored kriterija kratkotrajnog kočenja na ravnoj pruzi pri brzini od 160 km/h na zaustavnom putu 1000 m , svaku kočnicu željeznička uprava ispituje i na najkritičnijoj dionici pruge, tj. pri dugotrajnom kočenju na nizbrdici od 28 promila (pruga prema Rijeci) na duljini od 20 km pri brzini vožnja od 80 km/h .

Zadani su sljedeći podaci:

Masa četeveroosovinskog vagona: $m = 80 \text{ t}$

Dimenzije disk kočnice:

- vanjski promjer diska: $D = 610 \text{ mm}$
- unutrašnji promjer ventilirajućeg kanala: $d_{lr} = 360 \text{ mm}$
- broj radijalnih rebara: $n_r = 48$
- debljina rebara: $b = 10 \text{ mm}$
- ukupna debljina kočnog diska: $B_{ukupno} = 110 \text{ mm} (22+66+22)$
- vanjski promjer glavčine $D_{gv} = 280 \text{ mm}$

4.2. Kontrolni proračun disk kočnice pri kratkotrajnom kočenju

Termičko opterećenje sklopa disk – osovina nastaje uslijed transformacije mehaničke (kinetičke energije) u toplinsku. Mehanička energija ili rad ekvivalentna je toplini koja se oslobodi na tarnoj površini diska radom kočne sile (sili trenja). Učinak brzog kočenja (kratkotrajno kočenje) u smislu termičkog opterećenja je najnepovoljniji sa povećanjem nagiba pruge, osovinskog opterećenja i brzine iz koje se vrši brzo kočenje. Ovaj učinak se može svesti na osovinu, jedan disk na osovini ili jednu tarnu površinu.

4.2.1 Kinetička energija željezničkog vozila (vagona)

Željeznički vagon mase $m = 80000 \text{ kg}$ sa faktorom rotirajućih masa $\rho = 1.04$, pri kočenju iz brzine $v = 160 \text{ km/h}$ (44.444 m/s) raspolaže kinetičkom energijom:

$$E_k = \frac{m \cdot v_{tr}^2 \cdot \rho}{2} = \frac{80000 \cdot 44.444^2 \cdot 1.04}{2} = 82171196 \text{ J} = 82171.196 \text{ kJ}$$

S obzirom da vagon ima 8 kočnih diskova (dva po osovini), tj. 16 tarnih površina, kinetička energija koju treba savladati (uništiti) sila trenja na jednoj tarnoj površini kočnog diska iznosi:

$$E_{fpd} = \frac{E_k}{16} = \frac{82171196}{16} = 5135699.75 \text{ J} = 5135.69975 \text{ kJ}$$

4.2.2. Specifični toplinski tok

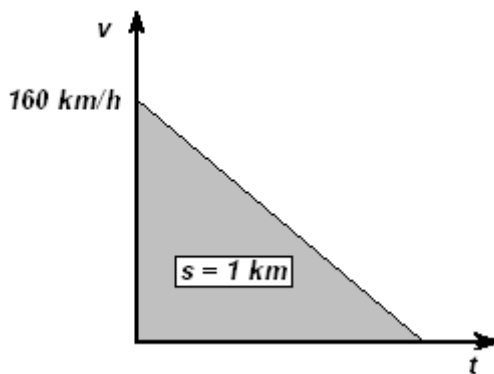
Da bi se odredila količina topline Q koja se oslobodi u jedinici vremena i po jedinici tarne površine, tj. površina na kojoj se oslobodi količina topline, treba najprije odrediti tu površinu i vrijeme potrebno za zaustavljanje vozila:

$$S = 2 \cdot r_k \cdot \pi \cdot b = 2 \cdot 0.237 \cdot \pi \cdot 0.14 = 0.208476 \text{ m}^2$$

$r_k = 237 \text{ mm} \rightarrow$ kočni radijus

$b_u = 140 \text{ mm} \rightarrow$ širina kočnog uloška disk kočnice

Iz pretpostavke da je kretanje vozila za vrijeme trajanja kočenja približno jednoliko usporeno (pravac usporenja ima konstantan nagib) može se odrediti vrijeme trajanja kočenja do zaustavljanja što prikazuje $v-t$ dijagram na slici 26. Površina ispod pravca usporenja predstavlja zaustavni put



$$S_z = \frac{v_{tr} \cdot T_{zk}}{2}$$

$$T_{zk} = \frac{2 \cdot S_z}{v} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 1000}{160 \cdot \frac{1000}{3600}} = 45 \text{ s}$$

Slika 26. Dijagram zaustavljanja vozila

Specifični toplinski tok iznosi po jedinici površine:

$$q = \frac{Q}{S \cdot T_{zk}} = \frac{5135699.75}{0.208476 \cdot 45} = 547433.09 \frac{\text{J}}{\text{s} \cdot \text{m}^2}$$

4.2.3. Maksimalna temperatura na tarnoj površini kočnog diska

Pri brzom kočenju, u termičkom pogledu, radi se o procesu nestacionarnog provođenja topline, kod kojih se temperatura i količina topline mijenjaju u toku vremena. Temperaturno polje pri nestacionarnom (tranzijentnom) i jednodimenzionalnom provođenju topline opisano je *Fourierovom* diferencijalnom jednačbom oblika:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial t} = a \cdot \left(\frac{\partial^2 \Theta}{\partial x^2} \right) \pm \frac{\Phi_v}{\rho \cdot c}$$

$c \rightarrow$ specifični toplinski kapacitet krutine

$\rho \rightarrow$ gustoća krutine

$\Phi_v \rightarrow$ toplinski izvor ili ponor (predznak + ukoliko se radi o toplinskom izvoru, a – ukoliko se radi o postojanju toplinskog ponora u krutini)

$a \rightarrow$ koeficijent toplinske difuzivnosti

Za kočni disk, rješenje Fourierove diferencijalne jednačbe prema *Hasselgruberu* glasi:

$$\Theta = \frac{K}{2 \cdot \rho \cdot c \cdot \sqrt{a \cdot \pi}} \cdot \int_0^t \frac{q(\tau)}{(T - \tau)} \cdot e^{\frac{x^2}{4 \cdot a \cdot (T - \tau)}} \cdot d\tau$$

$\Theta = t - t_0 \rightarrow$ temperaturna razlika u odnosu na okolinu

$q(\tau) \rightarrow$ specifični toplinski tok

$T \rightarrow$ vrijeme (trenutak) mjerenja temperature

$\tau \rightarrow$ vrijeme dovođenja topline

$x \rightarrow$ rastojanje, ili udaljenost od površine trenja

$K \rightarrow$ faktor koji uzima u obzir raspodjelu topline na kočni disk i na kočni umetak

$$K = \frac{2}{1 + \sqrt{\frac{c_u \cdot \rho_u \cdot \lambda_u}{c_d \cdot \rho_d \cdot \lambda_d}}}$$

$c_d, c_u \rightarrow$ specifični toplinski kapacitet materijala kočnog diska (sivi lijev) i uloška
(kompozitni materijal)

$\rho_d, \rho_u \rightarrow$ gustoće materijala kočnog diska i kočnog uloška

$\lambda_d, \lambda_u \rightarrow$ koeficijenti kondukcije materijala kočnog diska i kočnog uloška

Za slučaj kod brzog kočenja (kočenje pri zaustavljanju) i za maksimalnu temperaturnu razliku Θ_{\max} između tarne površine kočnog diska i okoline, rješenje Hasselguberove jednadžbe dao je Ehlers u obliku:

$$\Theta_{\max} = K \cdot q \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot T_{zk}}{9 \cdot \pi \cdot c \cdot \rho \cdot \lambda}}$$

Ako se pretpostavi da je kočni umetak izoliran, tada će sva količina topline opterećivati samo kočni disk, tj. da je $\lambda_u = 0$, tada je faktor raspodjele topline $K = 2$.

Jednadžba za Θ_{\max} pretpostavlja da je Fourierov broj F_0 manji od jedinice. Fourierov broj je bezdimenzijski broj koji karakterizira brzinu promjene temperaturnog polja pri provođenju topline, tj. uvodi u razmatranje utjecaj vremena na termičke pojave. Njegova magnituda (iznos) je mjera stupnja zagrijavanja ili ohlađivanja te krutine.

Prema DIN-1691 materijal kočnog diska je sivi lijev (GG 26) sa sljedećim fizičko toplinskim karakteristikama:

$c_d = 540 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \rightarrow$ specifični toplinski kapacitet

$\rho_d = 7250 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$ gustoća

$\lambda_d = 48.846 \text{ W/m} \cdot \text{K} \rightarrow$ koeficijent provođenja topline

Fourierov broj se izračuna prema formuli:

$$F_0 = \frac{\lambda \cdot T_{zk}}{c \cdot \rho \cdot L_{cd}^2} = \frac{48.846 \cdot 45}{540 \cdot 7250 \cdot 0.022^2} = 1.16$$

$L_{cd} = 22 \text{ mm} \rightarrow$ debljina kočne plohe

Ako je vrijednost F_0 malena (manja od 1), tada je potrebno proći duže vrijeme da nastupi signifikantna temperaturna promjena krutine.

Za veće Fourierove brojeve ($F_0 > 1$) dobiva se po *Ehlers-u* korigirana formula za maksimalnu temperaturnu razliku na tarnoj površini diska:

$$\Theta_{\max, kor.} = \Theta_{\max} \cdot \sqrt{\frac{9 \cdot \pi}{8 \cdot F_0}} \cdot \left(\frac{F_0}{2} + \frac{7}{90 \cdot F_0} \right)$$

Pri brzom kočenju maksimalna temperatura tarne površine neće se postići na kraju kočenja, već približno na polovici vremena trajanja kočenja. Ovo se objašnjava tako što prirast kinetičke energije u prvoj polovici vremena trajanja kočenja je tri puta veći od kinetičke energije u drugoj polovici zaustavnog vremena. S obzirom da je oslobođena količina topline ekvivalentna kinetičkoj energiji koju treba savladati u cilju zaustavljanja vozila, dolazi se do zaključka da je oslobođena količina topline u prvoj polovici zaustavnog vremena tri puta veća od količine topline koja se oslobodi u drugoj polovici vremena kočenja, a što ima za posljedicu pojavu maksimalne temperature na tarnoj površini kočnog diska u prvoj polovici vremena trajanja kočenja.

Prirast kinetičke energije, a samim tim i oslobođena količina topline u prvoj polovici zaustavnog vremena je jednaka:

$$E_{k1} = \frac{m \cdot \left[v_{tr}^2 - \left(\frac{v_{tr}}{2} \right)^2 \right]}{2}$$

Prirast kinetičke energije drugoj polovici zaustavnog vremena:

$$E_{k2} = \frac{m \cdot \left[\left(\frac{v_{tr}}{2} \right)^2 - 0 \right]}{2}$$

Njihov odnos iznosi:

$$\frac{E_{k1}}{E_{k2}} = \frac{\left[v_{tr}^2 - \left(\frac{v_{tr}}{2} \right)^2 \right]}{\left(\frac{v_{tr}}{2} \right)^2} = 3$$

Maksimalna temperaturna razlika na tarnoj površini diska za dane radne uvjete u procesu brzog kočenja i za toplinsko fizikalne karakteristike materijala diska (GG-26) iznosi:

$$\Theta_{\max} = K \cdot q \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot T_{zk}}{9 \cdot \pi \cdot c \cdot \rho \cdot \lambda}} = 2 \cdot 547433.09 \cdot \sqrt{\frac{8 \cdot 45}{9 \cdot \pi \cdot 540 \cdot 7250 \cdot 48.846}} = 282.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Korigirana maksimalna temperaturna razlika iznosi:

$$\Theta_{\max, kor} = \Theta_{\max} \cdot \sqrt{\frac{9 \cdot \pi}{8 \cdot F_0}} \cdot \left(\frac{F_0}{2} + \frac{7}{90 \cdot F_0} \right) = 282.5 \cdot \sqrt{\frac{9 \cdot \pi}{8 \cdot 1.16}} \cdot \left(\frac{1.16}{2} + \frac{7}{90 \cdot 1.16} \right) = 319 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Stvarna maksimalna temperatura tarne površine:

$$t_{\max} = t_0 + \Theta_{\max, kor} = 20 + 319 = 339 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$t_0 \rightarrow$ temperatura okoliša (20 °C)

Temperaturna razlika na tarnoj površini na kraju procesa kočenja, po Ehlers-u, određuje se izrazom:

$$\Theta_k = \frac{\Theta_{\max, kor}}{\sqrt{2}} = \frac{319}{\sqrt{2}} = 225.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Stvarna temperatura tarne površine na kraju brzog kočenja iznosi:

$$t_{\max} = t_0 + \Theta_k = 20 + 225.5 = 245.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Dobivena vrijednost stvarne maksimalne temperature je vrlo blizu dozvoljenoj temperaturi tarne površine disk kočnice od 350 °C. Pri temperaturi od 300 °C dolazi do transformacije vezivnog sredstva kočnog uloška (izrađen od kompozitnog materijala) te počinje intenzivno habanje uloška disk kočnice. Disk ovih dimenzija je na granici termičke opterećenosti te bi se brzo potrošio. Rješenje je ugraditi disk većih dimenzija ili više diskova po osovini (npr. 3). ili smanjiti brzinu vozila prije početka zaustavnog puta.

Istovremeno, pod djelovanjem visokih temperatura šire se kočne plohe kočnog diska te to nepovoljno utječe na vezu glavčine kočnog diska sa osovnom (stezni spoj), pa je iz istih razloga neophodna provjera steznog spoja sa toplinskog aspekta.

4.3. Kontrolni proračun disk kočnice pri dugotrajnom kočenju

Za proračun steznog spoja kočni disk – osovina mjerodavna je temperatura spoja pri dugotrajnom kočenju na nagibu.

Da bi stalna vozna brzina vlaka bila održana, potrebno je da, ovisno pružnom nagibu, tlak kočnih uložaka bude stalan. Trenje što nastaje pri kočenju ostvaruje rad koji se pretvara u toplinu. Radi održavanja stalne brzine v , snaga kočenja P_k (pri kočenju na padu (u)) mora biti umanjena za dio snage koja se u vremenu od početka do prestanka kočenja t_k na putu kočenja S_k gubi zbog voznog otpora w . To je snaga otpora P_w .

Snaga kočenja po disku za održavanje brzine 80 km/h na padu 28 ‰ računa se prema izrazu:

$$P_d = \frac{m \cdot g \cdot (u - w) \cdot v_{trn} \cdot \varepsilon}{z_1 \cdot z_2 \cdot 3.6}$$

$u = 28 \text{ ‰} \rightarrow$ veličina nagiba

$w = 5 \text{ N/t} \rightarrow$ pretpostavljeni jedinični vozni otpor

$\varepsilon = 1.05 \rightarrow$ faktor neujednačenosti kočenja

$z_1 = 4 \rightarrow$ broj osovina

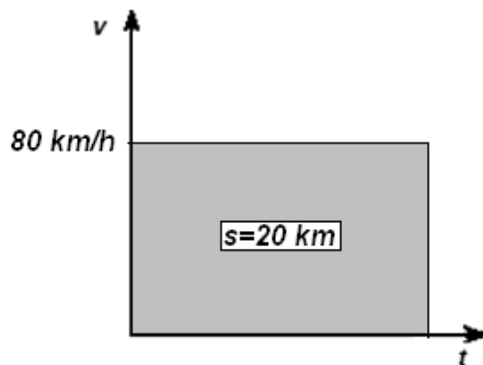
$z_2 = 2 \rightarrow$ broj diskova po osovini

$$P_d = \frac{80 \cdot 9.81 \cdot (28 - 5) \cdot 80 \cdot 1.05}{4 \cdot 2 \cdot 3.6} = 52647 \text{ W}$$

Snaga kočenja po jednoj tarnoj površini diska, odnosno količina topline koja se oslobodi u jedinici vremena:

$$P_{fpd} = \frac{P_d}{2} = \frac{52647}{2} = 26323.5 \text{ W}$$

Vrijeme trajanja kočenja iznosi (slika 27.):



$$s = v_{trd} \cdot T_{zd}$$

$$T_{zd} = \frac{s}{v_{trd}} = \frac{20 \cdot 1000}{80 \cdot \frac{1000}{3600}} = 900 \text{ s}$$

Slika 27. Dijagram zaustavljanja vozila

Rad koji se izvrši na jednoj tarnoj površini:

$$W_{tk} = P_{fpd} \cdot T_{zd} = 26323.5 \cdot 900 = 23691150 \text{ J} = 23691.15 \text{ kJ}$$

Zbog dužine vremena kočenja, nasuprot kočenju pri zaustavljanju (kratkotrajno kočenje) pored količine topline koja se akumulira, mora se uzeti u obzir konvektivna razmjena topline (prisilna konvekcija). Pod ovim nazivom razmjene topline podrazumijeva se razmjena topline između neke čvrste stijenke i fluida koji se nalazi i struji uz nju. U ovom slučaju zrak struji kroz ventilatorske kanale diska, po tarnoj te vanjskoj i unutrašnjoj čeonj površini diska i time ga hladi, odnosno temperatura se mijenja s vremenom zbog hlađenja, doseže svoj maksimum i zatim se ustali.

Količina topline koja se akumulira u kočnoj plohi diska u jedinici vremena:

$$Q_{ul} = c \cdot \rho \cdot V \cdot \left(\frac{d\Theta}{dt} \right)$$

$V \rightarrow$ volumen kočnog disk u kojem se vrši akumulacija topline

Količina topline koja se sa površine odvede prisilnom konvekcijom:

$$Q_{iz} = S_k \cdot \alpha \cdot \Theta$$

$\alpha \rightarrow$ koeficijent prijelaza topline

$S_k \rightarrow$ ukupna površina s koje se toplina odvede konvekcijom

Koeficijent prijelaza topline α izražava uvjete pod kojima se odvija prijelaz topline, odnosno izražava intenzitet izmjene topline. Lokalni koeficijent prijelaza topline ovisi o mnogo faktora: obliku krutog tijela, načinu strujanja fluida (laminarno ili turbulentno), temperaturi.

Količina topline koja se razmjeni zračenjem je zanemarivo mala tako da je izmijenjena količina topline pri dugotrajnom kočenju na nizbrdici jednaka:

$$Q = c_d \cdot \rho \cdot V \cdot \left(\frac{d\Theta}{dt} \right) + S_k \cdot \alpha \cdot \Theta$$

ili u obliku:

$$\frac{Q}{S_k \cdot \alpha} = c_d \cdot \rho \cdot \frac{V}{S_k \cdot \alpha} \cdot \left(\frac{d\Theta}{dt} \right) + \Theta$$

Uvođenjem zamjena: $K_1 = \frac{Q}{S_k \cdot \alpha}$ i $K_2 = \left(c \cdot \rho \cdot \frac{V}{S_k \cdot \alpha} \right)$ dobiva se integral:

$$\int_0^{t_k} dT = \int_0^{\Theta_{\max}} \frac{K_2}{(K_1 - \Theta)} \cdot d\Theta$$

Rješavanjem određenog integrala dobiva se izraz:

$$\Theta_{\max} = \frac{Q}{S_k \cdot \alpha} \cdot \left(1 - e^{-\left(\frac{S_k \cdot \alpha \cdot t_k}{c \cdot \rho \cdot V} \right)} \right)$$

Izraz za Θ_{\max} je izveden pod pretpostavkom da kočni disk ima svuda istu temperaturu (homogeno temperaturno polje), da su u cijelom opsegu temperatura konstantne sljedeće konstante materijala: α , λ_d , c_d , ρ_d .

$\alpha \rightarrow$ koeficijent konvekcije (prijelaza) topline

$\lambda_d \rightarrow$ koeficijent kondukcije (provođenja) topline materijala diska

$c_d \rightarrow$ specifični toplinski kapacitet materijala diska

$\rho_d \rightarrow$ gustoća materijala diska

Imajući u vidu da na mjestu dodira elementi koji se taru imaju istu temperaturu, raspodjela topline za slučaj čistog provođenja topline na strani kočnog diska i na strani kočnog uložka može se odrediti relacijom:

$$\frac{Q_u}{Q_d} = \frac{\sqrt{c_u \cdot \rho_u \cdot \lambda_u}}{\sqrt{c_d \cdot \rho_d \cdot \lambda_d}}$$

$c_u \rightarrow$ specifični toplinski kapacitet materijala kočnog uložka (kompozitni materijal)

$\lambda_u \rightarrow$ koeficijent kondukcije (provođenja) topline materijala kočnog uložka

$\rho_u \rightarrow$ gustoća materijala kočnog uložka

Kako je ukupna količina topline jednaka:

$$Q = Q_d + Q_u$$

može se odrediti količina topline koja opterećuje taru površinu kočnog diska:

$$Q_d = \frac{Q = P_{fpd}}{1 + \sqrt{\frac{c_u \cdot \rho_u \cdot \lambda_u}{c_d \cdot \rho_d \cdot \lambda_d}}} = \frac{26323.5}{1 + \sqrt{\frac{816 \cdot 2000 \cdot 0.696}{540 \cdot 7250 \cdot 48.846}}} = 24439.9 \text{ W}$$

Količina topline koja opterećuje kočnu uložak disk kočnice:

$$Q_p = Q - Q_d = 26323.5 - 24439.9 = 1883.6 \text{ W}$$

Vidi se da je količina topline koja opterećuje kočni uložak papuče skoro 13 puta manja od količine topline koja opterećuje taru površinu kočnog diska. Međutim, i ovo je veoma nepovoljno za kompozitni materijal kočnog uložka.

4.3.1. Određivanje vrijednosti koeficijenata prijelaza topline zraka

Za inženjerske potrebe se koeficijent konvektivnog prijelaza topline izračunava s pomoću matematičkog „teorema sličnosti“, čiju je primjenu na Oberbeckove jednadžbe i temelj za praktičan proračun postavio Nusselt.

Postupak se temelji na rezultatima velikog broja ispitivanja provedenih u mnogim laboratorijima na različitim modelima tijela koja se često susreću u tehnici (ravne stijenke, cijevi, snopovi i sl.) i s različitim fluidima, te u najrazličitijim uvjetima

temperatura, vrsta strujanja, brzina strujanja i slično. Za svako provedeno ispitivanje iz izmjerenih je vrijednosti izračunata pripadajuća veličina koeficijenta konvektivnog prijelaza topline, a sve su stvarne (dimenzijske) veličine preračunate u skup „bezdimenzijskih značajki“. Tako se za svako pojedinačno mjerenje dobije jedan skup bezdimenzijskih značajki. Nakon eliminacije manje utjecajnih bezdimenzijskih značajki (radi pojednostavljena relacija, ali time su račun uvodi pogreška!) rezultat se obično može prikazati u obliku:

$$Nu = Nu(Re, Pr) \text{ (za prisilnu konvekciju)}$$

$Nu \rightarrow$ Nusseltova značajka

$Re \rightarrow$ Reynoldsova značajka

$Pr \rightarrow$ Prandtlova značajka

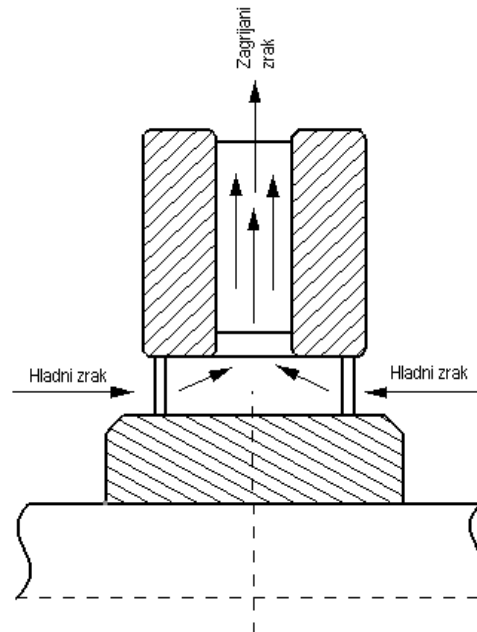
Konkretan oblik funkcijskih veza ovisi o geometrijskom modelu (strujanje uz ravnu stijenku, strujanje kroz cijev ili oko cijevi i slično) vrsti i načinu strujanja (laminarno ili turbulentno o čemu govori iznos Reynoldsove značajke),

1. Koeficijent prijelaza topline zraka sa unutrašnje, orebrene strane kočnog diska - α_u (slika 30.)

Za izračunavanje Nusseltovog broja koji je potreban za određivanje koeficijenta prijelaza topline sa unutrašnje orebrene strane kočnog diska potrebno je prvo odrediti Reynoldsov broj koji ovisi o brzini strujanja u ventilatorskom kanalu, dužini kanala te kinematičkoj viskoznosti fluida.

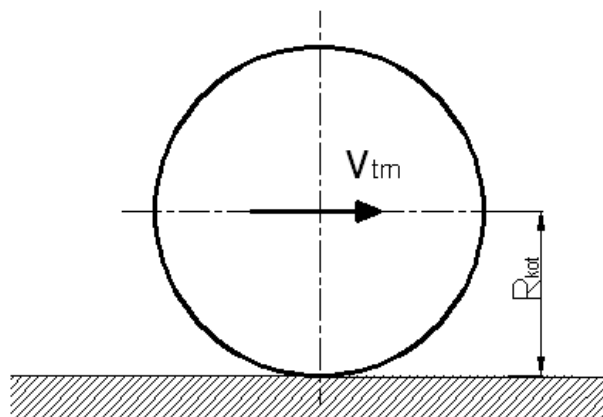
Brzina strujanja zraka kroz ventilatorsko kolo kočnog diska

Potrebni podaci za određivanje brzine strujanja kroz kanal su konstruktivne karakteristike i dimenzije kočnog ventilatorskog kola i kanala te translatorna brzina kretanja vozila.



Slika 28. Presjek ventilatorskog kola kočnog diska

Kutna brzina rotirajućih masa na osovini računa se iz translatorne brzine vozila i polumjera kotača:



Slika 29. Kotač

$$\omega = \frac{v_{tm}}{R_{kot}} = \frac{22.222}{0.460} = 48.30 \text{ rad/s}$$

$R_{kot} \rightarrow$ polumjer kotača

Broj okretaja kotača (osovine):

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 48.30}{\pi} = 461.21 \text{ o/min}$$

Potrebni podaci za računanje ekvivalentnih promjera (slika 30):

$$d_{2r} = 600 \text{ mm}$$

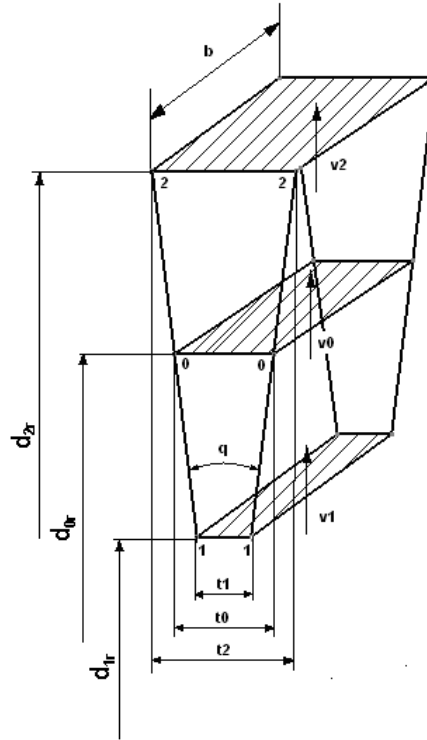
$$d_{0r} = 480 \text{ mm}$$

$$d_{1r} = 360mm$$

$b = 66mm \rightarrow$ rastojanje između kočnih ploha kočnog diska (širina rebra)

$$N_{reb} = 48$$

$$q = \frac{360}{N_{reb}} = \frac{360}{48} = 7.5^\circ \rightarrow \text{kut između rebra}$$



Slika 30. Međulopatični kanal

Širine kanala na određenim dužinama:

$$t_2 = R_{2r} \cdot \frac{q \cdot \pi}{180} - x = 300 \cdot \frac{7.5 \cdot \pi}{180} - 10 = 29.27mm$$

$$t_0 = R_{0r} \cdot \frac{q \cdot \pi}{180} - x = 240 \cdot \frac{7.5 \cdot \pi}{180} - 10 = 21.41mm$$

$$t_1 = R_{2r} \cdot \frac{q \cdot \pi}{180} - x = 180 \cdot \frac{7.5 \cdot \pi}{180} - 10 = 13.56mm$$

S obzirom da međulopatični kanal nema okrugli presjek te mu se presjek pritom mijenja s dužinom, potrebno je računati ekvivalentni promjer pravokutnog kanala d_{ekv} , koji se definira kao:

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot S_k}{O_k}$$

$S_k \rightarrow$ površina presjeka kanala na određenoj dužini

$O_k \rightarrow$ opseg presjeka kanala na određenoj površini

Računanje ekvivalentnih promjera:

$$d_{ek} = \frac{4 \cdot S_k}{O_k} = \frac{4 \cdot (t \cdot b)}{2 \cdot (t + b)} = \frac{2 \cdot t \cdot b}{t + b}$$

$$d_{ek1} = \frac{2 \cdot t_1 \cdot b}{t_1 + b} = \frac{2 \cdot 13.56 \cdot 66}{13.56 + 66} = 22.49$$

$$d_{ek0} = \frac{2 \cdot t_0 \cdot b}{t_0 + b} = \frac{2 \cdot 21.41 \cdot 66}{21.41 + 66} = 32.33$$

$$d_{ek2} = \frac{2 \cdot t_2 \cdot b}{t_2 + b} = \frac{2 \cdot 29.27 \cdot 66}{29.27 + 66} = 40.55$$

Računanje srednjih ekvivalentnih promjera:

$$d_{ek1-0} = \frac{d_{ek1} + d_{ek0}}{2} = \frac{22.49 + 32.33}{2} = 27.41 \text{ mm}$$

$$d_{ek0-2} = \frac{d_{ek0} + d_{ek2}}{2} = \frac{32.33 + 40.55}{2} = 36.44 \text{ mm}$$

$$d_{ek} = \frac{d_{ek1-0} + d_{ek0-2}}{2} = \frac{27.41 + 36.44}{2} = 31.92 \text{ mm}$$

Volumenski protok zraka kroz ventilatorsko kolo kočnog diska:

$$\dot{V} = S_{2p} \cdot \varphi \cdot u_2 = 0.2827 \cdot 0.314 \cdot 14.49 = 1.286 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S_{2p} = R_{2r}^2 \cdot \pi = 0.300^2 \cdot \pi = 0.2827 \text{ m}^2$$

$$u_2 = R_{2r} \cdot \omega = 0.300 \cdot 48.30 = 14.49 \text{ m/s}$$

$$\varphi \approx 0.314 \rightarrow \text{značajka protoka za } d_{1r}/d_{2r} = 360/600 = 0.6$$

Brzina zraka na ulazu u međulopatični kanal:

$$v_1 = \frac{\dot{V}}{z \cdot t_1 \cdot b} = \frac{1.286}{43 \cdot 0.01356 \cdot 0.066} = 33.42 \text{ m/s}$$

$z = 43 \rightarrow$ efektivan broj lopatica ventilatorskog kola

Na osnovi jednačbe kontinuiteta može se napisati da je:

$$\dot{V}_{102} = S_1 \cdot v_1 = S_0 \cdot v_0 = S_2 \cdot v_2$$

$$\dot{V}_{102} = v_1 \cdot t_1 \cdot b = 33.42 \cdot 0.01356 \cdot 0.066 = 0.02990 \text{ m}^3/\text{s}$$

Ostale brzine u međulopatičnom kanalu po presjecima:

$$v_0 = \frac{\dot{V}_{102}}{t_0 \cdot b} = \frac{0.02990}{0.02141 \cdot 0.066} = 21.16 \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{\dot{V}_{102}}{t_2 \cdot b} = \frac{0.02990}{0.02927 \cdot 0.066} = 15.47 \text{ m/s}$$

Određivanje Reynoldsovog broja (Re):

Za određivanje Reynoldsovog broja potrebni podaci su vrijednosti kinematičke viskoznosti (ν_i – za $i = 0, 1, 2$) u pojedinim presjecima međulopatičnog kanala, za pretpostavljene temperature zraka (T_{fi} – za $i = 0, 1, 2$) u tim presjecima:

$$\nu_1 = 15.06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ za } T_{f1} = 20^\circ\text{C}$$

$$\nu_0 = 17.95 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ za } T_{f0} = 50^\circ\text{C}$$

$$\nu_2 = 23.13 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s} \text{ za } T_{f2} = 80^\circ\text{C}$$

Re – brojevi u pojedinim presjecima međulopatičnog kanala:

$$\text{Re}_1 = \frac{v_1 \cdot d_{ek1}}{\nu_1} = \frac{33.42 \cdot 0.02249}{15.06 \cdot 10^{-6}} = 49908.08$$

$$\text{Re}_0 = \frac{v_0 \cdot d_{ek0}}{\nu_0} = \frac{21.16 \cdot 0.03233}{17.95 \cdot 10^{-6}} = 38111.57$$

$$\text{Re}_2 = \frac{v_2 \cdot d_{ek2}}{\nu_2} = \frac{15.47 \cdot 0.04055}{23.13 \cdot 10^{-6}} = 27120.99$$

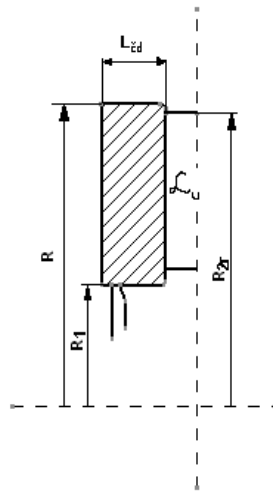
Ekvivalentni Re – brojevi:

$$Re_{1-0} = \frac{Re_1 + Re_0}{2} = \frac{49908.08 + 38111.57}{2} = 44009.82$$

$$Re_{0-2} = \frac{Re_0 + Re_2}{2} = \frac{38111.57 + 27120.99}{2} = 32616.28$$

$$Re = \frac{Re_{1-0} + Re_{0-2}}{2} = \frac{44009.82 + 32616.28}{2} = 38313.05$$

Nakon dobivanja vrijednosti Reynoldsova broja mogu se odrediti preostale značajke nužne za određivanje koeficijenta prijelaza topline sdu nutrašnje strane kočnog diska.



Slika 31. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa unutrašnje, orebrene strane

Za usvojene temperature zraka u pojedinim presjecima međulopatičnog kanala, dobiva se srednja vrijednost koeficijenata provođenja topline, gustoće, kinematičke viskoznosti i specifičnog toplinskog kapaciteta zraka pri konstantnom tlaku:

$$\lambda_{f_{sr}} = 0.0286 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$\rho_{sr} = 1.0827 \text{ kg/m}^3$$

$$\nu_{sr} = 18.522 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$c_{psr} = 1006.7 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Određivanje Nusseltovog broja Nu ; opća formula za određivanje Nusseltovog broja Nu za neizobraženo turbulentno strujanje ($Re > 3000$ i $l_c < 40 \cdot d_{ek}$) dana je izrazom:

$$Nu = 0.0362 \cdot Pe^{0.786} \cdot \left(\frac{l_c}{d_{ek}} \right)^{-0.054}$$

$$l_r = l_c = R_2 - R_1 = 300 - 180 = 120 \text{ mm} \rightarrow \text{dužina cijevi}$$

Pecletov broj (Pe) može se računati kao umnožak Reynoldsovog (Re) i Prandtlovog (Pr) broja:

$$Pe = Re \cdot Pr = 38313.05 \cdot 0.705 = 27010.70$$

Prandtlov broj (Pr) :

$$Pr = \frac{v_{sr} \cdot \rho_{sr} \cdot c_{psr}}{\lambda_{fsr}} = \frac{18.522 \cdot 10^{-6} \cdot 1.0827 \cdot 1006.7}{0.0286} = 0.705$$

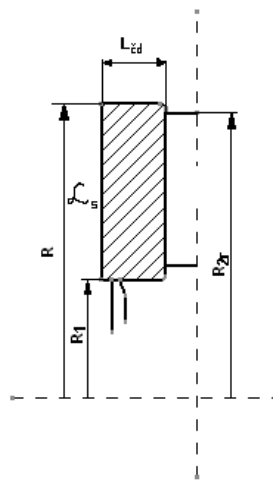
Zamjenom vrijednosti u izrazu za Nu , dolazi se do iznosa za Nu :

$$Nu = 0.0362 \cdot 27010.70^{0.786} \cdot \left(\frac{120}{31.92} \right)^{-0.054} = 102.52$$

Koeficijent prijelaza topline α_u sa unutrašnje orebrene strane kočnog diska iznosi:

$$\alpha_u = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{d_{ek}} = \frac{102.52 \cdot 0.0286}{0.03192} = 91.85 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

2. Koeficijent prijelaza topline zraka sa vanjske, tarne strane(površine) kočnog diska - α_s (slika 31.)



Slika 32. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa vanjske, tarne strane

Potrebni podaci su mjere tarne površine kočnog diska gdje je d srednji promjer tarne površine:

$$R_{sr} = \frac{R + R_1}{2} = \frac{0.305 + 0.160}{2} = 0.2325 \text{ m}$$

Obodna brzina na srednjem promjeru:

$$u_{sr} = R_{sr} \cdot \omega = 0.2325 \cdot 48.30 = 11.23 \text{ m/s}$$

Karakteristična dužina:

$$L_{kt} = 2 \cdot R_{sr} \cdot \pi - L_s = 2 \cdot 0.2325 \cdot \pi - 0.060 = 1.400 \text{ m}$$

$$L_s = l/2 = 120/2 = 60$$

$$l = l_r = 120$$

Toplinsko fizikalne karakteristike zraka na temperaturi 20 °C (temperatura okolnog zraka):

$$\nu_1 = 15.06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda_{f20} = 0.0259 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\rho_{20} = 1.1884 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{20} = 1004.45 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Određivanje Reynoldsova broja:

$$\text{Re} = \frac{u_{sr} \cdot L_{kt}}{\nu} = \frac{11.23 \cdot 1.400}{15.06 \cdot 10^{-6}} = 1043957.50$$

Određivanje Nusseltovog broja (Nu) broja za turbulentno strujanje ($\text{Re} > 500000$) zraka duž ravnog zida (stijenke) ili tarne površine kočnog diska:

$$Nu = 0.0325 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

Određivanje Prandtlovog broja:

$$\text{Pr} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_r} = \frac{15.06 \cdot 10^{-6} \cdot 1.1884 \cdot 1004.45}{0.0259} = 0.694$$

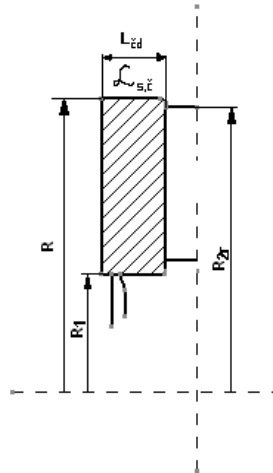
Zamjenom vrijednosti u izrazu za Nu , dolazi se do iznosa za Nu :

$$Nu = 0.0325 \cdot 1043957.50^{4/5} \cdot 0.694^{1/3} = 1879.09$$

Koeficijent prijelaza topline α_s sa vanjske tarne strane kočnog diska iznosi:

$$\alpha_s = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{L_{kt}} = \frac{1879.09 \cdot 0.0259}{1.405} = 34.63 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

3. Koeficijent prijelaza topline zraka sa vanjske, čelone strane (površine) kočnog diska - $\alpha_{s,\varepsilon}$ (slika 32.)



Slika 33. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa vanjske, čelone strane

Potrebni podaci su:

Debljina tarne plohe kočnog diska: $L_{\varepsilon d} = 22 \text{ mm}$

Karakteristična dužina: $L_{k,\varepsilon,v} = D \cdot \pi = 0.610 \cdot \pi = 1.916 \text{ m}$

Obodna brzina na čelu: $u_{\varepsilon,v} = R \cdot \omega = 0.305 \cdot 48.30 = 14.73 \text{ m/s}$

Toplinsko fizikalne karakteristike zraka na temperaturi 20°C :

$$\nu_1 = 15.06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda_{f20} = 0.0259 \text{ W/m}^2\text{K}$$

$$\rho_{20} = 1.1884 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{20} = 1004.45 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Određivanje Re broja:

$$\text{Re} = \frac{u_{\varepsilon,v} \cdot L_{k,\varepsilon,v}}{\nu} = \frac{14.73 \cdot 1.916}{15.06 \cdot 10^{-6}} = 1874015.93$$

Određivanje Nusseltovog broja (Nu) broja za turbulentno strujanje ($\text{Re} > 500000$) zraka duž ravnog zida (stijenke), odnosno čelone vanjske površine:

$$Nu = 0.0325 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

Određivanje Prandtlvog broja:

$$\text{Pr} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_f} = \frac{15.06 \cdot 10^{-6} \cdot 1.1884 \cdot 1004.45}{0.0259} = 0.694$$

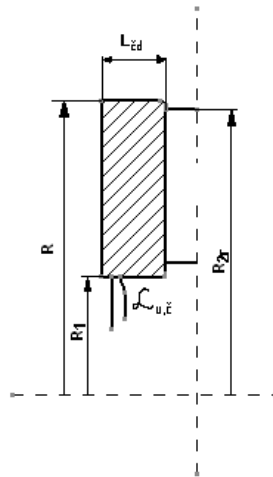
Zamjenom vrijednosti u izrazu za Nu , dolazi se do iznosa za Nu :

$$Nu = 0.0325 \cdot 1874015.93^{4/5} \cdot 0.694^{1/3} = 3000.69$$

Koeficijent prijelaza topline $\alpha_{s,\check{c}}$ sa vanjske čelone površine kočnog diska iznosi:

$$\alpha_{s,\check{c}} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{L_{k,\check{c},v}} = \frac{3000.69 \cdot 0.0259}{1.916} = 40.56 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4. Koeficijent prijelaza topline zraka sa unutrašnje, čelone strane (površine) kočnog diska - $\alpha_{u,\check{c}}$ (slika 33.)



Slika 34. Kočni disk sa označenim koeficijentom prijelaza topline zraka sa unutrašnje, čelone strane

Potrebni podaci su:

Unutrašnji promjer prstena: $R_1 = 160 \text{ mm}$

Karakteristična dužina: $L_{k,\check{c},u} = D_1 \cdot \pi = 0.320 \cdot \pi = 1.005 \text{ m}$

Obodna brzina na čelu: $u_{\check{c},u} = R_1 \cdot \omega = 0.160 \cdot 48.30 = 7.728 \text{ m/s}$

Toplinsko fizikalne karakteristike zraka na temperaturi 20°C :

$$\nu_1 = 15.06 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda_{f20} = 0.0259 \text{ W/m K}$$

$$\rho_{20} = 1.1884 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{20} = 1004.45 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$$

Određivanje Re broja:

$$\text{Re} = \frac{u_{\varepsilon,u} \cdot L_{k,\varepsilon,u}}{\nu} = \frac{7.728 \cdot 1.005}{15.06 \cdot 10^{-6}} = 515713$$

Određivanje Nusseltovog broja (Nu) broja za laminarno strujanje ($\text{Re} > 500000$) duž ravnog zida, odnosno čeine unutrašnje površine

$$Nu = 0.0325 \cdot \text{Re}^{4/5} \cdot \text{Pr}^{1/3}$$

Određivanje Prandtlvog broja:

$$\text{Pr} = \frac{\nu \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_r} = \frac{15.06 \cdot 10^{-6} \cdot 1.1884 \cdot 1004.45}{0.0259} = 0.694$$

Zamjenom vrijednosti u izrazu za Nu , dolazi se do iznosa za Nu :

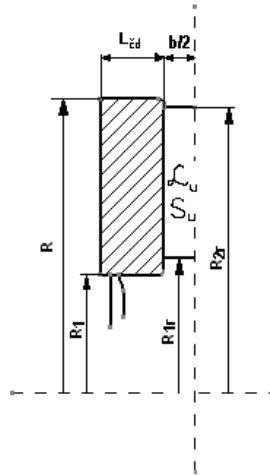
$$Nu = 0.0325 \cdot 515713^{4/5} \cdot 0.694^{1/3} = 1068.88$$

Koeficijent prijelaza topline $\alpha_{u,\varepsilon}$ sa vanjske čeine površine kočnog diska iznosi:

$$\alpha_{u,\varepsilon} = \frac{Nu \cdot \lambda_f}{L_{k,\varepsilon,u}} = \frac{1068.88 \cdot 0.0259}{1.005} = 27.54 \text{ W/m}^2\text{K}$$

4.3.3. Određivanje površina kočnog diska sa kojih se toplina konvekcijom predaje okolnom zraku

1. *Površina kočnog diska S_u sa koje se toplina konvektivnim putem predaje okolnom zraku (slika 34.) posredstvom koeficijenta prijelaza topline α_u sa unutrašnje (orebrene) strane kočnog diska:*



Slika 35. Kočni disk sa označenom unutaršnjom orebrenom površinom S_u i koeficijentom prijelaza topline α_u

$$S_u = \pi \cdot (R_{2r}^2 - R_{1r}^2) - z \cdot \delta \cdot l_r + (z \cdot l_r \cdot 0.5 \cdot b) \cdot 2$$

$z = 48 \rightarrow$ broj lopatica ventilatorskog kola koji učestvuje u razmjeni topline

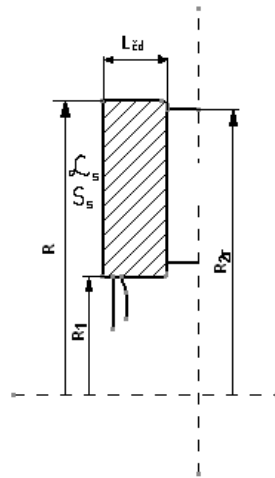
$l_r = R_{2r} - R_{1r} = 300 - 180 = 120 \text{ mm} \rightarrow$ dužina rebara (lopatice)

$b = 66 \text{ mm} \rightarrow$ rastojanje između kočnih ploha kočnog diska (širina rebara)

$\delta = 10 \text{ mm} \rightarrow$ debljina rebara (lopatice)

$$S_u = \pi \cdot (0.300^2 - 0.160^2) - 48 \cdot 0.01 \cdot 0.120 + (48 \cdot 0.110 \cdot 0.5 \cdot 0.066) \cdot 2 = 0.4932 \text{ m}^2$$

2. Vanjska tarna površina kočnog diska S_s sa koje se toplina konvekcijom predaje okolini posredstvom koeficijenta prijelaza topline α_s (slika 36.):



Slika 36. Kočni disk sa označenom vanjskom tarnom površinom S_s i koeficijentom prijelaza topline α_s

$$S_s = (R - R_1) \cdot (2 \cdot R_{sr} \cdot \pi - L_s)$$

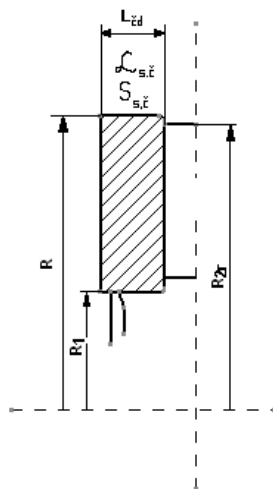
$$R_{sr} = \frac{R + R_1}{2} = \frac{0.305 + 0.160}{2} = 0.2325 \text{ m}$$

$$L_s = l/2 = 120/2 = 60$$

$$l = l_r = 120 \text{ mm}$$

$$S_s = (0.305 - 0.160) \cdot (2 \cdot 0.2325 \cdot \pi - 0.060) = 0.203 \text{ m}^2$$

3. **Vanjska čeona površina kočnog diska $S_{s,\check{c}}$ sa koje se vrši konvektivna razmjena topline pomoću koeficijenta prijelaza topline $\alpha_{s,\check{c}}$ (slika 37.):**



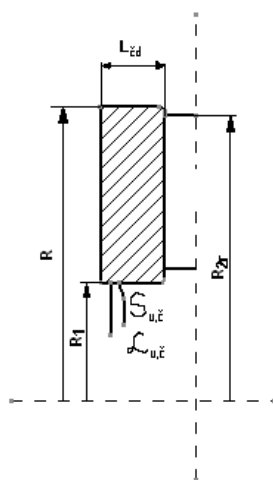
Slika 37. Kočni disk sa označenom vanjskom čeonom površinom $S_{s,\check{c}}$ i koeficijentom prijelaza topline $\alpha_{s,\check{c}}$

$$S_{s,\check{c}} = 2 \cdot R \cdot L_{cd} \cdot \pi$$

$$L_{cd} = 22 \text{ mm} \rightarrow \text{debljina plohe kočnog diska}$$

$$S_{s,\check{c}} = 2 \cdot 0.305 \cdot 0.022 \cdot \pi = 0.04216 \text{ m}^2$$

4. **Unutrašnja čeona površina kočnog diska (od strane glavčine) $S_{u,\check{c}}$ sa koje se vrši konvektivna razmjena topline pomoću koeficijenta prijelaza topline $\alpha_{u,\check{c}}$ (slika 38.):**



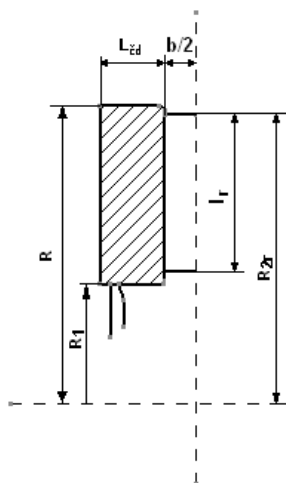
Slika 38. Kočni disk sa označenom vanjskom čeonom površinom $S_{s,\check{c}}$ i koeficijentom prijelaza topline $\alpha_{u,\check{c}}$

$$S_{u,\check{c}} = 2 \cdot R_1 \cdot L_{\check{c}d} \cdot \pi$$

$$L_{\check{c}d} = 22 \text{ mm} \rightarrow \text{debljina plohe kočnog diska}$$

$$S_{u,\check{c}} = 2 \cdot 0.160 \cdot 0.022 \cdot \pi = 0.02211 \text{ m}^2$$

5. Volumen kočnog diska u kojem se vrši akumulacija topline(slika 39.):



Slika 39. Određivanje polovine volumena kočnog diska u kojem se vrši akumulacija topline

$$V = \pi \cdot (R^2 - R_1^2) \cdot L_{\check{c},d} + \delta \cdot l_r \cdot z \cdot 0.5 \cdot b$$

$$V = \pi \cdot (0.305^2 - 0.160^2) \cdot 0.022 + 0.01 \cdot 0.120 \cdot 48 \cdot 0.5 \cdot 0.066 = 0.00656 \text{ m}^3$$

4.3.4. Maksimalna temperatura tarne površine diska

Maksimalna temperatura tarne površine pri dugotrajnom kočenju na nagibu:

$$t_{\max} = \frac{Q \cdot \left(1 - e^{\frac{(\sum \alpha_i \cdot S_i) \cdot T_{lk}}{c \cdot \rho \cdot V}} \right)}{\sum \alpha_i \cdot S_i \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{c_u \cdot \rho_u \cdot \lambda_u}{c_d \cdot \rho_d \cdot \lambda_d}} \right)}$$

$$\sum \alpha_i S_i = \alpha_s \cdot S_s + \alpha_u \cdot S_u + \alpha_{u,\check{c}} \cdot S_{u,\check{c}} + \alpha_{s,\check{c}} \cdot S_{s,\check{c}}$$

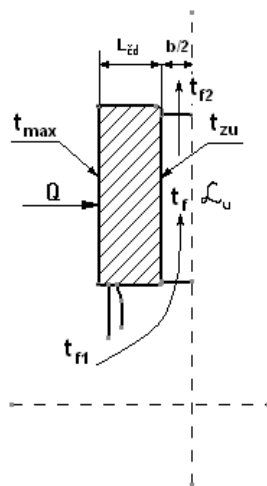
$$\sum \alpha_i S_i = 34.63 \cdot 0.203 + 91.85 \cdot 0.4932 + 27.54 \cdot 0.02211 + 40.56 \cdot 0.04216 = 54.65$$

$$t_{\max} = \frac{26323.5 \cdot \left(1 - e^{-\frac{54.65 \cdot 900}{540 \cdot 7250 \cdot 0.00656}} \right)}{54.65 \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{816 \cdot 2000 \cdot 0.696}{540 \cdot 7250 \cdot 48.846}} \right)} = 381.3^{\circ}\text{C}$$

4.3.5. Količina topline koja se konvekcijom preda okolnom zraku

1. Količina topline koja se sa unutrašnje (orebrene) strane preda okolnom zraku:

Da bi se odredila količina topline koja se konvekcijom predaje okolnom zraku potrebno je prije definirati temperaturu t_{zu} površine kočne plohe sa orebrene unutrašnje strane kočnog diska (slika 40.).



Slika 40. Provođenje topline kroz debljinu kočne plohe

Količina topline koja prođe kroz kočnu plohu debljine $L_{\check{c},d}$, konvektivnim putem se predaje fluidu koji struji po unutrašnjoj površini kočnog diska u iznosu:

$$S_{ktd} \cdot \left(\frac{\lambda_d}{L_{\check{c},d}} \right) \cdot (t_{\max} - t_{zu}) = \alpha_u \cdot (S_{ud} + S_{ur}) \cdot (t_{zu} - t_f)$$

$S_{ktd} \rightarrow$ mjerodavna površina kočne plohe diska za kondukciju topline

$$S_{ktd} = \pi \cdot (R^2 - R_1^2) = \pi \cdot (0.305^2 - 0.160^2) = 0.2118 \text{ m}^2$$

$S_{ud} \rightarrow$ površina kočne plohe po kojoj fluid struji (oplakivana površina)

$$S_{ud} = S_{ktd} - z \cdot \delta \cdot (R_{2r} - R_{1r}) = 0.2118 - 48 \cdot 0.01 \cdot (0.300 - 0.180) = 0.1542 \text{ m}^2$$

S_{ur} → površina lopatica po kojoj fluid struji (oplakivana površina)

$$S_{ur} = (2 \cdot (0.5 \cdot b \cdot l_r)) \cdot z = (2 \cdot (0.5 \cdot 0.066 \cdot 0.120)) \cdot 48 = 0.38016 \text{ m}^2$$

t_f → temperatura fluida u međulopatičnom kanalu

$$t_f = 0.5 \cdot (t_{f1} + t_{f2}) = 0.5 \cdot (20 + 80) = 50 \text{ °C}$$

$t_{f1} = 20 \text{ °C}$ → temperatura okolnog zraka

$t_{f2} = 80 \text{ °C}$ → pretpostavljena temperatura zraka na izlazu iz ventilatorskog kola

Pretpostavljeno je da strujna površina lopatica ima istu temperaturu kao t_{zu} kao strujna površina kočnog diska. Temperatura oplakivane površine kočnog diska iznosi:

$$t_{zu} = \frac{S_{ktd} \cdot \left(\frac{\lambda_d}{L_{\dot{c},d}} \right) \cdot t_{\max} + \alpha_u \cdot (S_{ud} + S_{ur}) \cdot t_f}{\alpha_u \cdot (S_{ud} + S_{ur}) + S_{ktd} \cdot \left(\frac{\lambda_d}{L_{\dot{c},d}} \right)}$$

$$t_{zu} = \frac{0.2118 \cdot \left(\frac{48.846}{0.022} \right) \cdot 381.3 + 91.85 \cdot (0.1542 + 0.38016) \cdot 50}{91.85 \cdot (0.1542 + 0.38016) + 0.2118 \cdot \left(\frac{48.846}{0.022} \right)} = 350 \text{ °C}$$

Količina topline Q_1 koja se konvekcijom preda zraku sa unutrašnje oplakivane površine kočne plohe:

$$Q_1 = \alpha_u \cdot S_{ud} \cdot (t_{zu} - t_f) = 91.85 \cdot 0.1542 \cdot (350 - 50) = 4248.9 \text{ W}$$

Količina topline Q_2 koja se konvekcijom preda zraku sa strujne površine lopatica ventilatorskog kola:

Razmjenjena količina topline kod lopatice konstantne debljine sa adijabatski izoliranom čeonom površinom iznosi:

$$Q_2 = 2 \cdot z \cdot \delta \cdot \lambda \cdot l_r \cdot m \cdot (t_{zu} - t_f) \cdot \tanh(m \cdot 0.5 \cdot b)$$

$$m = \sqrt{\frac{\alpha_u}{\lambda_l \cdot \rho_f}} = \sqrt{\frac{91.85}{48.846 \cdot 0.01}} = 13.71$$

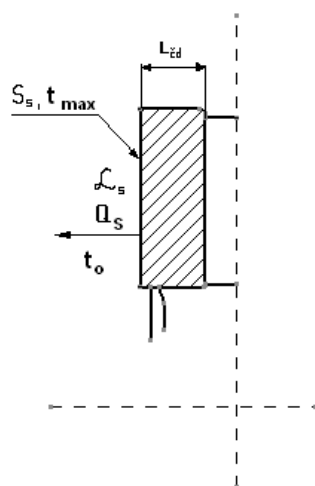
$$\lambda_f = 48.846 \text{ W/m} \cdot \text{K}$$

$$Q_2 = 2 \cdot 48 \cdot 0.01 \cdot 48.846 \cdot 0.120 \cdot 13.71 \cdot (350 - 50) \cdot \tanh(13.71 \cdot 0.5 \cdot 0.066) = 9810.6 \text{ W}$$

Ukupna količina topline koja se preda zraku sa unutrašnje površine kočnog diska:

$$Q_u = Q_1 + Q_2 = 4248.9 + 9810.6 = 14059.5 \text{ W}$$

2. Količina topline koja se predaje okolini sa vanjske, tarne strane kočnog diska (slika 41):

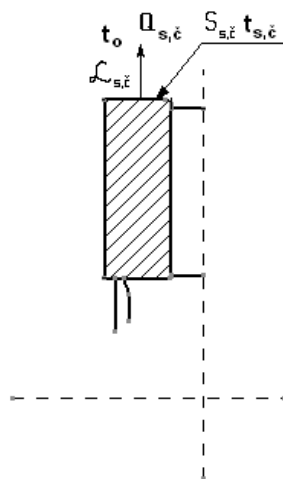


Slika 41. Količina topline koja se predaje sa tarne strane kočnog diska

$$Q_s = \alpha_s \cdot S_s \cdot (t_{\max} - t_0) = 34.63 \cdot 0.203 \cdot (381.3 - 20) = 2539.9 \text{ W}$$

$t_0 = 20^\circ\text{C} \rightarrow$ temperatura okoline

3. Količina topline koja se predaje sa vanjske čelone površine kočnog diska (slika 42.):

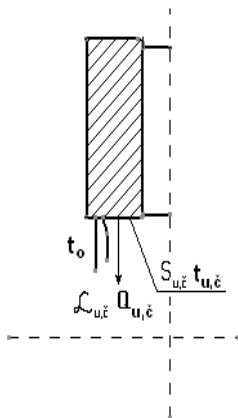


Slika 42. Količina topline koja se predaje sa vanjske čelone površine kočnog diska

$$Q_{s,\epsilon} = \alpha_{s,\epsilon} \cdot S_{s,\epsilon} \cdot (t_{s,\epsilon} - t_0) = 40.56 \cdot 0.04216 \cdot (350 - 20) = 564.3 \text{ W}$$

$t_{s,\epsilon} \approx 350^\circ\text{C} \rightarrow$ pretpostavljena temperatura vanjske čelone površine

4. Količina topline koja se predaje sa unutrašnje čelone površine kočnog diska (slika 43.):



Slika 43. Količina topline koja se predaje sa unutrašnje čelone strane kočnog diska

$$Q_{u,\epsilon} = \alpha_{u,\epsilon} \cdot S_{u,\epsilon} \cdot (t_{u,\epsilon} - t_0) = 27.54 \cdot 0.02211 \cdot (350 - 20) = 200.9 \text{ W}$$

$t_{u,\epsilon} \approx 350^\circ\text{C} \rightarrow$ pretpostavljena temperatura vanjske čelone površine

Količina topline koja se akumulira u kočnom disku (rebra i prsteni):

$$Q_a = \frac{\rho_d \cdot V \cdot c_d \cdot (t_m - t_n)}{T_{ik}}$$

$t_m = 0.5 \cdot (t_{\max} + t_{zu}) = 0.5 \cdot (381.3 + 350) = 365.6^\circ\text{C} \rightarrow$ temperatura kočne plohe diska

$t_n = 90^\circ\text{C} \rightarrow$ početna temperatura kočne plohe diska (neposredno pred početak dugotrajnog kočenja na padu)

$T_{ikn} = 900 \text{ s} \rightarrow$ vrijeme trajanja kočenja

$$Q_a = \frac{7250 \cdot 0.00656 \cdot 540 \cdot (365.6 - 90)}{900} = 7864.5 \text{ W}$$

4.3.6. Toplinska bilanca kočnog diska

U cilju određivanja količine topline koja će putem kondukcije termički opteretiti stezni spoj kočni disk – osovina, neophodno je napraviti je toplinsku bilancu kočnog diska.

Količina topline koja se oslobodi na jednoj tarnoj površini kočnog diska iznosi:

$$Q = 26323.5 \text{ W}$$

Količina topline koja se konvekcijom preda okolnom zraku:

$$Q_{kzr} = Q_u + Q_s + Q_{s,\check{c}} + Q_{u,\check{c}} = 14059.5 + 2539.9 + 564.3 + 200.9 = 17364.6 \text{ W}$$

Količina topline koja se kondukcijom preda glavčini kočnog diska od jedne tarne površine kočnog diska:

$$Q_{gl1} = Q - (Q_{kzr} + Q_a) = 26323.5 - (17364.6 + 7864.5) = 1094.4 \text{ W}$$

S obzirom da kočni disk dvije tarne površine odnosno dva površinska toplinska izvora ukupna količina topline koja utječe na na promjenu početne temperature glavčine kočnog diska t_{g1} iznosi:

$$Q_{gl2} = 2 \cdot Q_{gl1} = 2 \cdot 1094.4 = 2188.8 \text{ W}$$

Rješavanjem jednadžbe za akumuliranu količinu topline u glavčini kočnog diska može se izračunati temperatura t_{g2} glavčine kočnog diska neposredno poslije završenog kočenja na nagibu:

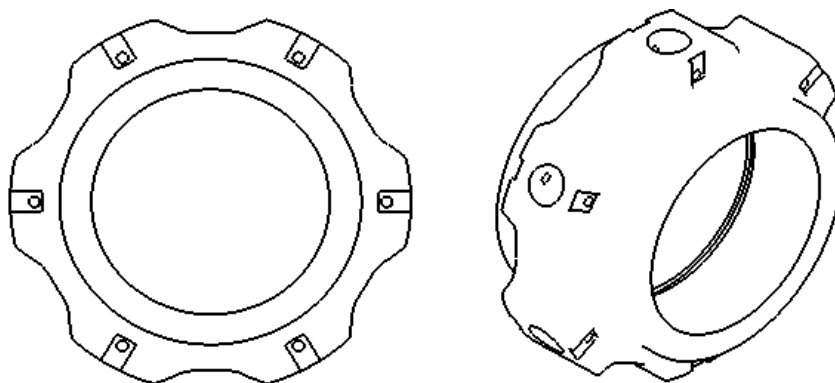
$$Q_{gl} = \frac{V_{gl} \cdot \rho_{gl} \cdot c_{gl} \cdot (t_{g2} - t_{g1})}{T_{zd}}$$

$$t_{g2} = \frac{t_{g1} + Q_{gl} \cdot T_{zd}}{V_{gl} \cdot \rho_{gl} \cdot c_{gl}}$$

$\rho_{gl} = 7860 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$ gustoća materijala glavčine kočnog diska (čelični lijev)

$c_{gl} = 574 \text{ J/kg} \cdot \text{K} \rightarrow$ Specifični toplinski kapacitet materijala glavčine kočnog diska

$t_{g1} = 30 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow$ početna temperatura glavčine kočnog diska



Slika 44. Glavčina kočnog diska izmodelirana u programu Catia V5R18

Volumen glavčine kočnog diska V_{gl} (za materijal čelični lijev) dobiven pomoću programa Catia V5R18 iznosi:

$$V_{gl} = 0.004 \text{ m}^3$$

$T_{TK} = 900 \text{ s} \rightarrow$ vrijeme trajanja kočenja na nagibu

$$t_{g2} = \frac{t_{g1} + Q_{gl2} \cdot T_{tk}}{V_{gl} \cdot \rho_{gl} \cdot c_{gl}} = \frac{30 + 2188.8 \cdot 900}{0.004 \cdot 7860 \cdot 574} = 109.1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.3.7. Kontrolni proračun steznog spoja disk (glavčina) - osovina

Glavčina diska s obrađenim unutrašnjim promjerom na mjeru $\varnothing 190 \text{ H6}$ naprešava se rukavac koji se obrađuje na mjeru $\varnothing 190,241 \dots 190,300 \text{ mm}$ tvoreći tako čvrsti dosjed.

Čvrsti dosjed daje vrijednosti najmanjeg P_d i najvećeg preklopa P_g kao razliku između donjih graničnih vrijednosti ei i EI i gornjih graničnih vrijednosti es i ES unutarnjeg i vanjskog djela steznog spoja.

Donja i gornja granična vrijednost rukavca:

$$ei = 0.241 \text{ mm}$$

$$es = 0.300 \text{ mm}$$

Donja i gornja granična vrijednost glavčine:

$$EI = 0.000 \text{ mm}$$

$$ES = 0.029 \text{ mm}$$

Najmanji preklap dosjeda spoja iznosi:

$$P_{min} = ei - ES = 0.241 - 0.300 = 0.212 \text{ mm}$$

Najveći preklap dosjeda spoja iznosi:

$$P_{max} = es - EI = 0.300 - 0.000 = 0.300 \text{ mm}$$

Pojava visokih temperatura nepovoljno djeluje na ovu vezu. Pod djelovanjem visokih temperatura šire se kočne plohe glavčine u odnosu rukavac. Ukoliko je poznata temperatura glavčine kočnog diska moguće je odrediti koliko se poveća unutarnji promjer glavčine kočnog diska prema formuli:

$$\Delta d_{gu} = \alpha \cdot d_{gu} \cdot \Delta T = 11 \cdot 10^{-6} \cdot 190 \cdot (109.1 - 20) = 0.186 \text{ mm}$$

α → koeficijent linearnog rastezanja čeličnog lijeva

Pretpostavlja se da kočna ploha ostaje hladna i ne širi se. Zbog povećanja promjera glavčine mijenja se tolerancijsko polje glavčine te vrijednosti najvećeg i najmanjeg preklopa:

Donja i gornja granična vrijednost rukavca:

$$ei = 0.241 \text{ mm}$$

$$es = 0.300 \text{ mm}$$

Nova donja i gornja granična vrijednost glavčine:

$$EI = 0.186 \text{ mm}$$

$$ES = 0.215 \text{ mm}$$

Najmanji preklap novog dosjeda spoja iznosi:

$$P_{min} = ei - ES = 0.241 - 0.215 = 0.026 \text{ mm}$$

Najveći preklap novog dosjeda spoja iznosi:

$$P_{max} = es - EI = 0.300 - 0.186 = 0.114 \text{ mm}$$

Iz dobivenog novog dosjeda za najmanji preklap spoja P_{min} izračunava se najmanji tlak nalezne površine:

$$p_{min} = \frac{Z_{min} \cdot E_v}{K}$$

$$Z_{min} = \frac{P_{min}}{D_F} = \frac{0.026}{190} = 1.36842 \cdot 10^{-6} \rightarrow \text{minimalni reducirani stezni preklap}$$

$$D_F = 190 \text{ mm} \rightarrow \text{promjer steznog spoja}$$

$$E_v = 210000 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{modul elastičnosti materijala glavčine (čelični lijev)}$$

$$K \rightarrow \text{pomoćna veličina}$$

U slučaju punog presjeka i istog korištenog materijala glavčine (čelični lijev) i osovine (čelik) najmanji tlak na naleznim površinama izračunava se iz formule:

$$p_{\min} = Z_{\min} \cdot \frac{1-Q_v^2}{2} \cdot E = 1.36842 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1-0.678571^2}{2} \cdot 210000 = 7.75 \text{ N/mm}^2$$

$$Q_v = \frac{D_F}{D_V} = \frac{190}{280} = 0.678571 \rightarrow \text{odnos promjera}$$

$$D_V = 280 \text{ mm} \rightarrow \text{vanjski promjer glavčine}$$

$$E = 210000 \text{ N/mm}^2 \rightarrow \text{modul elastičnosti materijala}$$

Iz iznosa najmanjeg tlaka spoja p_{\min} proizlazi najmanja sila prijanjanja spoja odnosno sila F_t koja se suprotstavlja djelovanju kočnog momenta i koja se može prenijeti spojem:

$$F_t = p_{\min} \cdot A_F \cdot \nu = 7.75 \cdot 89535.39 \cdot 0.11 = 76328.9 \text{ N}$$

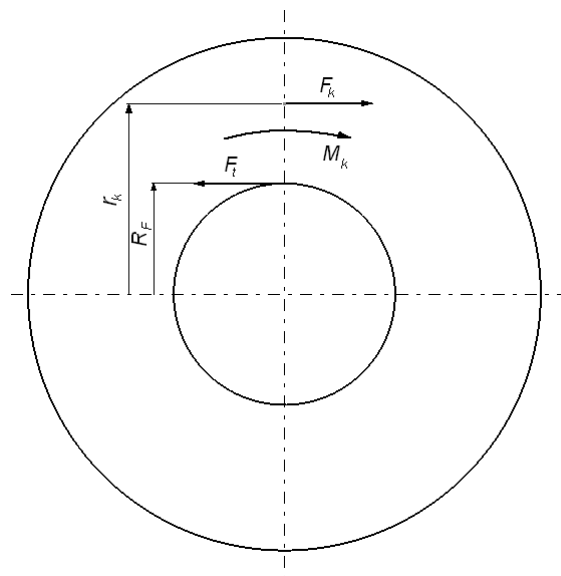
$$A_F = D_F \cdot \pi \cdot l_f = 190 \cdot \pi \cdot 150 = 89535.39 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{nalezna površina spoja}$$

$$l_f = 150 \text{ mm} \rightarrow \text{duljina steznog spoja}$$

$$\nu = 0.11 \rightarrow \text{odabrani faktor prijanjanja čelik_čelični lijev}$$

Moment koji se može prenijeti spojem iznosi:

$$M_t = F_t \cdot \frac{D_F}{2} = 76328.9 \cdot \frac{0.190}{2} = 7251.2 \text{ Nm}$$



Slika 45. Sile u steznom spoju glavčina diska - osovina

Potrebni kočni moment po disku može se izračunati iz potrebne kočne snage P_d za održavanje brzine vozila i kutne brzine diska ω te iznosi:

$$M_k = \frac{P_d}{\omega} = \frac{52647}{48.30} = 1090 \text{ Nm}$$

Sada se može izračunati kočna sila F_k koja djeluje na kočnom radijusu r_k :

$$F_k = \frac{M_k}{r_k} = \frac{1090}{0.237} = 4599.1 \text{ N}$$

Uspoređujući iznose kočnog momenta koji se ostvaruje za održavanje brzine vozila i momenta koji se može prenijeti spojem ($M_k < M_t$) zaključuje se da nema opasnosti od labavljenja steznog spoja.

5. Zaključak

Kočnica, u ovom slučaju disk kočnica jedan je od najbitnijih sklopova željezničkog vozila te je potrebno voditi mnogo računa o snazi kočnice s obzirom na namjenu vozila. Ukoliko se ne vodi računa o tome, u željezničkom prometu nastaju veliki problemi. Primjerice teška vučna vozila pri najvećoj brzini ne mogu biti zaustavljena unutar stvarnog zaustavnog puta. Zbog nastojanja da pri kočenju svako vozilo bude zaustavljeno na kratkom zaustavnom putu, kočnica se preopterećuje, obično pretjeranim silama na kočne čeljusti što znači prevelikim jediničnim tlakovima na tarnim površinama a to prouzrokuje velika toplinska opterećenja i trošenje. Ako se odabere pogrešna kočna oprema, kočna sila je vozila je ograničena, pa vozilo ne smije biti uporabljeno za vožnju najvećom brzinom. Vozila ne smiju biti nabavljena ili sagrađena s premalom kočnom snagom. Kočna snaga nekog vozila uvjetovana je njegovom masom, brzinom za koje je građeno i duljinom zaustavnog puta. Najnapregnutije dijelove kočnica potrebno je stoga proračunati na temelju snage što se zahtijeva za nju. Prema dimenzijama tih dijelova određuju se drugi kočni uređaji i prostor za njih. Ako se ne postupi tako poslije nastanu nerješive teškoće i veliki troškovi. Na kočne sposobnosti diska uvelike utječu njegov oblik i mjere. Vrlo je važno dobro odabrati prikladan promjer kočnog diska jer se time to utječe na uporabni vijek i smanjuju dodatni nepotrebni troškovi.

Literatura

- [1] Milovanović M., Lišanin R., Kočnice i kočenje šinskih vozila, Mašinski fakultet Beograd: Institut "Kirilo Savić", Beograd 2007
- [2] Zavada J., Željeznička vozila i vuča vlakova, Zagreb 1991..
- [3] Vranić S., Kočenje vlakova, Tvornica željezničkih vozila GREDELJ d.o.o. Zagreb, 2000.
- [4] Galović A., Termodinamika II, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2003.
- [5] B. Halasz: Radni materijali iz Uvoda u termodinamiku, kopirana FSB
- [6] Krautov strojarski priručnik, Zagreb, 1997.
- [7] Herold, Z., Cvirn, I.: Elementi konstrukcija, Zagreb, 2000.
- [8] Herold, Z.: Računalna i inženjerska grafika, Zagreb, 2003.
- [9] Decker K. H.: Elementi strojeva, Zagreb, 1980.
- [10] Konstruktion der Schienenfahrzeuge, Fahrwerke, Vorlesungen WS 06/07 UNI – Hannover
- [11] Catia V5 Sketcher, publikacija, CadCam Design Centar d.o.o Zagreb, 2003
- [12] Catia V5 Assembly design, publikacija, CadCam Design Centar d.o.o Zagreb, 2003
- [13] PRAVILNIK O TEHNIČKIM UVJETIMA ZA SIGURNOST ŽELJEZNIČKOG PROMETA KOJIMA MORAJU UDOVOLJAVATI ŽELJEZNIČKA VOZILA - urednički pročišćeni tekst, NN br. 147/2008 i 3/2009
- [14] <http://www.frenoplast.com/>
- [15] <http://kolowag.com/>